

# **Пояснювальна записка до дипломного проекту**

на тему: «Центральний тепловий пункт групи  
багатоквартирних житлових будинків в м. Києві»

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Напрямок підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»

(Спеціальність 144 «Теплоенергетика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов

(підпис)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ  
на дипломний проект студенту**

Слобожан Марії Миколайовні \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Центральний тепловий пункт групи багатоквартирних житлових будинків в м. Києві.

керівник проекту Голіяд Микола Никифорович, старший викладач,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 р. №\_\_\_

2. Термін подання студентом проекту 18.06.2019 р.

3. Вихідні дані до проекту Кількість поверхів – 9; Кількість мешканців 1605 чоловік; розміри будинків 18×150×30 м з п'ятьма під'їздами кожний; кількість будинків – 3. Теплова мережа з температурним режимом – 150/70°C. Незалежна схема опалювання.

4. Зміст пояснювальної записки 1. Розробка схеми теплового пункту та її опис.

2. Розрахунок теплової схеми:

2.1. розрахунок навантажень та підігрівача системи опалення;

2.2 розрахунок навантажень та витрат на підігрівач ГВП;

2.3 розрахунок теплообмінника підігрівача ГВП.

3. Вибір циркуляційних насосів систем опалення та ГВП.

4. Вибір розширювального баку системи опалення.

5. Компонівання обладнання ЦТП.

6. Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо) \_\_\_\_\_

1. Теплова схема ЦТП. СПДБ, А1 – 1 аркуш.

2. Підігрівач системи ГВП. ЕСКД, А1 – 1 аркуш.

3. Компоновка обладнання у тепловій пункті. План на відмітці – 0.000. СПДБ, А1 – 1 аркуш.

## АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Центральний тепловий пункт групи багатоквартирних будинків в м.Києві»: пояснювальна записка на 65 с., 12 рис., 9 табл., 17 бібліографічних найменувань; креслень – 3 арк. ф. А1.

Мета проекту – створення проекту центрального теплового пункту для житлових будівель.

Використовуючи нормативні матеріали та каталоги фірм-виготовлювачів відповідної продукції була розроблена і розрахована принципова схема центрального теплового пункту та підібране його основне обладнання.

Для кліматичних умов міста Києва визначені теплові навантаження на опалення і гаряче водопостачання групи житлових будівель з заданими характеристиками і кількістю проживаючих в ній людей.

Відмічені основні заходи та засоби по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці.

На кресленнях наведені загальний вид теплообмінника системи гарячого водопостачання, схема компоновки тепломеханічного обладнання та теплова схема центрального теплового пункту.

*Ключові слова:* тепловий пункт, гаряче водопостачання, підігрівач, опалення, теплове навантаження, циркуляційний насос, охорона праці.

## SUMMARY

Diploma project of the first (Bachelor) level of higher education on the theme: " Central heating station for the group of apartment buildings in the Kyiv": explanatory note for 65 p., 12 figures, 9 tables, 17 bibliographic names; drawings - 3 arcs. f. A1

The aim of the project - the creation of a central heating station for residential buildings.

Using standard materials and directories of manufacturers companies respective products was developed and designed the principal diagram of a central heating station and picked his main equipment.

For climate Kyiv defined heat load for heating and hot water supply group of residential buildings with certain characteristics and the number of people living in it.

The drawings show the general type of hot water supply system heat exchanger, the layout of heat-mechanical equipment and the thermal circuit of the central heating station.

Marked main events and means for providing organizational and technical safety.

*Keywords:* heat point, hot water, heater, heating, heat load, safety.

## АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврской) уровня высшего образования на тему: «Центральный тепловой пункт группы многоквартирных домов в г.Киеве»: пояснительная записка на 65 с., 12 рис., 9 табл., 17 библиографических наименований чертежей - 3 л. ф. А1.

Цель проекта - создание проекта центрального теплового пункта для жилых зданий.

Используя нормативные материалы и каталоги фирм-изготовителей соответствующей продукции была разработана и рассчитана принципиальная схема центрального теплового пункта и подобранное его основное оборудование.

Для климатических условий города Киева определены тепловые нагрузки на отопление и горячее водоснабжение группы жилых зданий с заданными характеристиками и количеством проживающих в ней людей.

Отмеченные основные мероприятия и средства по организационно-техническому обеспечению охраны труда.

На чертежах приведены общий вид теплообменника системы горячего водоснабжения, схема компоновки тепломеханического оборудования и тепловая схема центрального теплового пункта.

*Ключевые слова:* тепловой пункт, горячее водоснабжение, подогреватель, отопления, тепловая нагрузка, охрана труда.

## Зміст

Перелік умовних позначень, скорочень.....	9
Вступ.....	
1 Схема теплового пункту та її опис.....	13
1.1 Вузол опалення.....	13
1.2 Вузол гарячого водопостачання.....	15
2 Визначення теплових навантажень споживачів.....	17
2.1 Розрахунок теплового навантаження на опалення.....	17
2.2 Розрахунок теплового навантаження на гаряче водопостачання.....	23
3 Підігрівач системи опалення .....	25
3.1 Початкові дані до розрахунку.....	25
3.2 Тепловий розрахунок.....	25
3.3 Гідравлічний розрахунок.....	29
3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	30
4 Розрахунок навантажень та витрат на ступені підігрівача ГВП.....	32
4.1 Початкові дані до розрахунку.....	32
4.2 Тепловий розрахунок.....	32
4.3 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	34
5 Розрахунок теплообмінника першої ступені підігріву.....	35
5.1 Початкові дані до розрахунку.....	35
5.2 Тепловий розрахунок.....	35
5.3 Гідравлічний розрахунок.....	38
5.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	39
6 Розрахунок теплообмінника другої ступені підігріву.....	41
6.1 Початкові дані до розрахунку.....	41
6.2 Тепловий розрахунок.....	41
6.3 Гідравлічний розрахунок.....	44
6.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	45
7 Вибір циркуляційних насосів системи опалення та гарячого водопостачання.....	47
7.1 Вибір циркуляційного та підживлювального насосу системи опалення.....	47

					ТП 51 66 015 ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Слобожан М.М.			Центральний тепловий пункт. Пояснювальна записка		Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Голіяд М.Н.					7		
П. Контр.									
Н. Контр.		Боженко М.Ф.					НТУУ "КПІ", ТЕФ, кафедра ТПТ		
Зав.каф.		Варламов Г.Б.							

7.2 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання.....	50
8 Вибір розширювального баку системи опалення.....	52
8.1 Розрахунковий об'єм води.....	52
8.2 Мінімальний об'єм розширювального баку .....	53
9 Охорона праці.....	54
9.1 Технічні рішення передбачені проектом по забезпеченню безпечної експлуатації робочих приміщень та обладнання теплового пункту .....	
9.1.1 Заходи з електробезпеки при експлуатації електрообладнання теплового пункту.....	
9.1.1.1 Технічні рішення щодо попередження електротравм від дотику до струмоведучих частин електрообладнання.....	
9.1.1.2 Технічні рішення щодо запобігання електротравм при переході напруги на неструмоведучі частини електрообладнання.....	
9.2 Основні шляхи створення комфортних умов праці персоналу теплового пункту.....	
9.2.1 Мікроклімат робочої зони.....	
9.2.2 Виробничий шум.....	
9.2.3 Виробничі вібрації.....	
9.3 Пожежна безпека та профілактика.....	
Висновки.....	
Перелік посилань.....	
Додатки:	
Додаток А	
Перевірка дипломного проекту на академічний плагіат.....	

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення:

$t$  – температура;

$Q$  – витрата теплоти;

$G$  – витрата води;

$F$  – площа поверхні нагріву;

$\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі;

$\kappa$  - коефіцієнт теплопередачі;

$W$  – швидкість руху теплоносіїв;

$D$  – діаметр патрубків;

$P$  – тиск;

$V$  – об'єм води;

$A$  – температурний множник;

$Re$  – число Рейнольдса;

$Pr$  – критерій Прандтля;

$\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності;

$\rho$  - густина.

Індекси:

– нижні:

о – параметри опалення;

оп – параметри опалювальних приладів;

г – параметри гарячої води;

х – параметри холодної води;

в – параметри вентиляції;

г.в – параметри гарячого водопостачання;

р – розрахункова величина;

з – параметри зовнішнього повітря;

вн – параметри внутрішнього повітря;

с – параметри біля стінки та пристінного шару води;

пл – параметри пластина теплообмінного апарату;

рец – параметри рециркуляційної води;

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– верхні;

н – параметри насосів;

зл – параметри точки зламу;

ср – середнє значення;

рік – річне значення;

л – параметри літнього періоду;

Скорочення:

ТОА – теплообмінний апарат;

ГВП – гаряче водопостачання;

ТН – теплоносій;

ЦТП – центральний тепловий пункт;

ІТП – індивідуальний тепловий пункт;

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Установки, розташовані у вузлах приєднання до теплових мереж локальних систем теплопостачання, є основним елементом даних систем теплопостачання. В цих установках відбувається контроль і управління роботою систем теплопостачання і теплових мереж. Тут вимірюються такі параметри теплоносія, як тиск, температура, а іноді і витрати, регулюється відпуск теплоти. Робота цих установок забезпечує надійність та економічність теплопостачання [1].

Ці установки називаються тепловими пунктами, та поділяються на: центральні (ЦТП) і індивідуальні (ІТП). До ІТП відносяться тільки установки із вузлами приєднання до теплових мереж систем теплопостачання однієї будівлі чи її частини [1].

Усі інші теплові пункти, незалежно від кількості будівель, які обслуговуються, відносяться до ЦТП.

За різними способами регулювання відпуску теплоти розрізняють [1]:

- центральне якісне регулювання – тільки на джерелах теплоти;
- кількісне регулювання – на відповідних теплових пунктах (ЦТП чи ІТП);

До основного теплового обладнання теплових пунктів відносяться циркуляційні насоси, водо-водяні підігрівачі, насоси, розширювальні баки. Широке застосування у теплових пунктах мають прилади контролю і регулювання, різноманітна арматура, а також труби і теплова ізоляція. Довгий час у теплових пунктах застосовувалися підігрівачі трубчатого типу з латунними трубками. Тепер широке застосування одержали розбірні пластинчаті теплообмінники. Труби для монтажу застосовують безшовні із сталі 10 і 20 [2].

Для мереж гарячого водопостачання повинні застосовуватися оцинковані сталеві труби, з'єднані електрозварюванням під шаром флюсу. Ультразвуковому контролю повинні підлягати всі зварні стики. З ручним приводом встановлюється арматура на трубопроводах з Ду до 150 мм, арматура з ручним приводом через редуктор встановлюється на більші діаметри. Трубопроводи оснащуються неповно прохідними шаровими кранами. На трубопроводах, якими приєднуються теплообмінники, системи підживлення та колектори, встановлюються повнопрохідні шарові крани. Труби і арматура покривають тепловою ізоляцією з мінераловатних напівциліндрів, які після монтажу повинні бути вкриті рулонним склопластиком [1].

Для регулювання, у теплових пунктах використовуються клапани. Їх поділяють на запобіжні та зворотні. Перші застосовуються у теплових пунктах для захисту опалювальних

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

систем від підвищення тиску. Зворотні поворотні клапани встановлюються на горизонтальному трубопроводі кришкою вверх і на вертикальному – ущільненою поверхнею затвору вверх. Вода подається під диск [2].

На прямих трубопроводах у теплових пунктах встановлюють грязьовики з метою захисту локальних установок і систем від сторонніх предметів, що при монтажу потрапляють у зовнішні трубопроводи, на зворотних трубопроводах – перед витратомірами [2].

Запобігаючи заносові сторонніми предметами, грязьовик, разом з тим, не повинен створювати великих додаткових втрат тиску. У замкнених системах теплопостачання застосовуються розширювальні баки для згладжування гідравлічних пульсацій, компенсації об'єму води при зміні температури, а також для запобігання вібрації циркуляційних насосів [1].

В цьому проекті розробляється центральний тепловий пункт для теплопостачання житлових будинків у місті Києві.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 СХЕМА ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ ТА ЇЇ ОПИС

## 1.1 Вузол опалення

Через дефіцит енергоносіїв в Україні гостро стають питання про економію теплової енергії. Економія теплової енергії дозволяє здійснити індивідуальне регулювання витрати тепла у груповому тепловому пункті, яке суміщене з центральним регулюванням [1].

Незалежна схема є однією з небагатьох, яка дозволяє економити теплову енергію. За даної схеми, через поверхневий пластинчастий підігрівач до теплової мережі приєднується система опалення та працює під тиском власного розширювального баку. Наявність підігрівача в даній системі дозволяє забезпечити раціональніший режим регулювання. За умови наявності в графіку центрального регулювання зони постійної температури води, присутність підігрівача в системі опалення є більш доцільним. За допомогою відцентрового насосу в системі опалення здійснюється циркуляція води в контурі даної системи. Те, що гостра мережна вода не потаплює в систему опалення будівлі, також відносять до переваг цієї системи [2].

Велика вартість системи являється її основним недоліком. Це пояснюється наявністю в системі опалення насоса, підігрівача та розширювального бака.

Задля контролю всіх стадій споживання тепла, в системі опалення встановлюють вузол обліку теплової енергії та щит керування насосами. Їх також використовують для врахування температури зовнішнього повітря, теплової потужності системи та ізоляції огороження будівлі

Так як робота регулятора відбувається в комплексі з відповідними насосними обладнаннями і клапанами, що впливає на вартість обладнання - це являється основним недоліком даного типу регулювання.

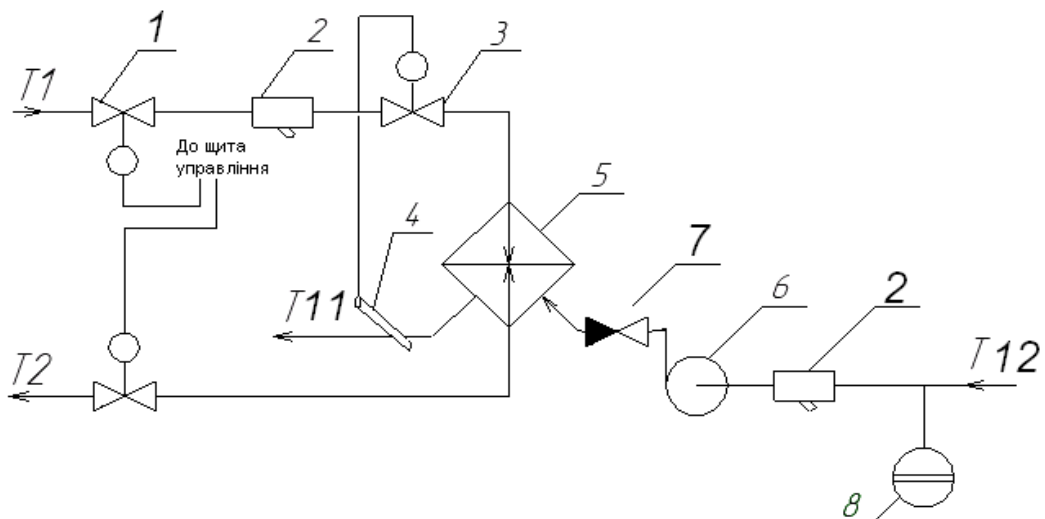
Для опалення житлових будинків приймається незалежна схема приєднання теплообмінників системи опалення до теплової мережі з застосуванням автоматичного регулювання (рисунок 1.1) [2].

Система складається з: регулятора температури води; теплообмінного апарату; циркуляційного насосу; регулятора перепаду тиску; розширювального баку. Регулятори температури води та перепаду тиску встановлюються на прямому трубопроводі до теплообмінного апарату, який створює незалежну схему приєднання, а розширювальний бак застосовується для компенсації об'єму води при зміні температури.

Мережна вода по прямому трубопроводу проходить через фільтр – грязьовик 2, де осідають різні механічні домішки, котрі можуть привести до забивання каналів теплообмінника і цим самим вплинуть на зниження його потужності. Після фільтру теплоносій поступає на регулятор перепаду тиску 1, який підтримує постійний перепад тисків між прямою і

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зворотними магістралями теплопостачання та забезпечує тим самим постійну витрату теплоносія через теплообмінний апарат незалежно від зміни зовнішніх параметрів.



- 1- регулятор перепаду тиску;
- 2- грязьовик;
- 3- регулятор температури;
- 4- датчик температури води в прямому трубопроводі системи;
- 5- пластинчатий теплообмінник;
- 6- циркуляційний насос;
- 7- зворотній клапан;
- 8- розширювальний бак.

Рисунок 1.1- Незалежна схема приєднання теплообмінника системи опалення

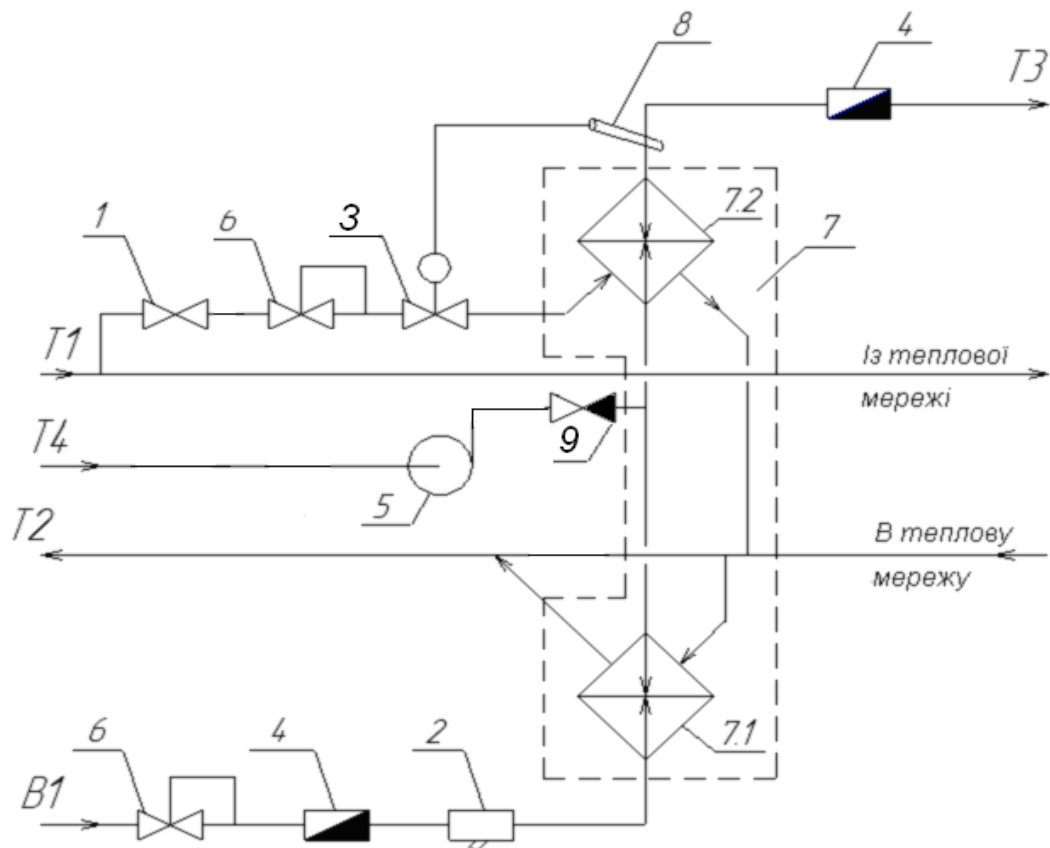
Далі теплоносії потрапляє в теплообмінний апарат 5, а потім у зворотний трубопровід теплової мережі.

До внутрішнього контуру системи опалення входять: опалювальні пристрої; розширювальний бак 8; циркуляційні насоси 6, що слугують забезпечують необхідну теплову потужність системи завдяки циркуляції води з необхідною витратою і напором; вузол підживлення, що в момент запуску системи заповнює її.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1.2 Вузол гарячого водопостачання

Гаряче водопостачання споживачів через те, що  $0,2 < Q_{\text{зб}}^{\text{max}} / Q_0 < 1$  (див.нижче) реалізоване по двохступінчатій змішаній схемі (рисунок 1.2) [2].



- 1- засувка;
- 2- фільтр – грязьовик;
- 3- регулятор температури;
- 4- лічильник води;
- 5- циркуляційний насос системи ГВП;
- 6- регулятор тиску "після себе";
- 7- теплообмінник ГВП (моноблок):
  - 7.1- підігрівач першої ступені,
  - 7.2- підігрівач другої ступені;
- 8 - датчик температури води для ГВП;
- 9 – зворотній клапан.

Рисунок 1.2 - Схема гарячого водопостачання

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У цьому випадку витрата мережної води через систему опалення повинна бути постійною, а її витрата на гаряче водопостачання змінюється за рахунок зміни витрати через водонагрівач другої ступені. Вузол розраховується на максимальне навантаження споживачів у літній час.

Система гарячого водопостачання складається з пластинчатого теплообмінника 7, виконаного у вигляді моноблоку (перша і друга ступені виконані на одній рамі з проміжною плитою). Це пояснюється тим, що таке рішення робить конструкцію дешевою за рахунок зниження металоємності використовуваного обладнання, а також покращує обв'язку теплообмінного апарату і його обслуговування, що позитивно впливає на зниження затрат на монтаж і експлуатацію.

Мережна вода поступає на теплообмінник через фільтр–грязьовик 2, який зменшує вміст механічних домішок у воді. Після цього теплоносії потрапляє на регулятор тиску між подаючим та зворотним трубопроводом, а далі на регулятор температури гарячої водопровідної води 3. Потім вода поступає на другу ступінь теплообмінника, де вона нагрівається до заданої температури. Після другої ступені мережна вода змішується з водою із зворотної магістралі і направляється на першу ступінь теплообмінника. Охолоджена мережна вода поступає у зворотний трубопровід.

Водопровідна вода поступає у систему ГВП через регулятор тиску 6, який знижує тиск до проектного і забезпечує підтримання заданого тиску на постійному рівні. Після цього вода послідовно нагрівається у першій і в другій ступені теплообмінника. У схемі застосована рециркуляція ГВП.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 2 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

### 2.1 Розрахунок теплового навантаження на опалення

#### 2.1.1 Вихідні дані до розрахунку:

Кількість поверхів – 9;

Кількість жителів – 1605 чол.;

Розміри будинків 18х150х30 м; 18х150х30 м; 18х150х30 м ;

Теплова мережа – 150х70 °С;

Місто – Київ;

Характеристика стін – цегляні з повітряним прошарком на важкому розчині, товщина  $\delta_1 = 565$  мм (товщина прошарку  $\delta_0 = 50$  мм).

Характеристика перекриття – з горищем, збірні залізобетонні панелі товщиною 160 мм; утеплювач – шлак товщиною  $\delta = 200$  мм.

Характеристика засклення – подвійне в дерев'яних сполучених рамах

Розрахункова температура внутрішнього повітря  $t_{вн} = 22$  °С .

#### 2.1.2 Кліматологічні дані для м. Києва [3]:

-тривалість опалювального періоду –  $n_o = 176$  днів;

-розрахункова температура для опалення –  $t_{po} = -22$  °С;

-середня температура опалювального періоду –  $t_n^{cp.o} = -0,1$  °С.

2.1.3 Теплові втрати в приміщенні житлового будинку, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою [4] :

$$Q_{втр} = \Sigma Q_{осн.} + Q_{дод.}, \quad (2.1)$$

де  $\Sigma Q_{осн.}$  – сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції (зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, перекриття для останнього поверху, підлогу для першого поверху), кВт;

$Q_{дод.}$  – додаткові втрати (орієнтація приміщення за сторонами світу, інфільтрація зовнішнього повітря, дві та більше кутові зовнішні стіни), кВт.

2.1.4 Втрати теплоти зовнішні огорожувальні конструкції, кВт, розраховуються для кожного елемента за формулою [4] :

$$Q_{осн} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{вн} - t_{p.o.}) n_i, \quad (2.2)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх конструкцій,  $Вт / (м^2 \cdot К)$  ;

$F_i$  – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій,  $м^2$ ;

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$t_{вн}$  – температура повітря всередині приміщення,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{p.o.}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$n_i$  – коефіцієнт, для врахування зниження різниці температур, що залежить від положення поверхні огорожувальної конструкції.

Якщо висота приміщення перевищує 4 м, то його розділяють на дві частини по висоті і розраховують теплові втрати для кожної частини окремо. Для зовнішньої конструкції висотою до 4 м розрахункова різниця температур буде однаковою, а для зовнішніх конструкцій, розміщених вище 4 м від підлоги, розрахункова різниця температур розраховується за формулою:

$$\Delta t = \frac{t_{вн} + t_{зв}}{2} - t_{p.o.}, \text{ } ^{\circ}\text{C}, \quad (2.3)$$

де  $t_{зв}$  – температура повітря зверху приміщення,  $^{\circ}\text{C}$ .

$$t_{зв} = t_{вн} + k(H_n - 4), \text{ } ^{\circ}\text{C}, \quad (2.4)$$

де  $k$  – коефіцієнт зростання температури по висоті, значення якого можна взяти від 0,2 до 1,5  $^{\circ}\text{C}/\text{м}$ ;  $H_n$  – висота приміщення, м.

2.1.5 Визначимо зовнішні розміри огорожень:

$$A_{сз} = a_1 + 2\delta_1 \quad (2.5)$$

$$A_{сз} = 150 + 2 \cdot 0,615 = 151,23 \text{ м};$$

$$A_{пп} = a_1 + 2 \delta_1 \quad (2.6)$$

$$A_{пп} = 18 + 2 \cdot 0,615 = 19,23 \text{ м}.$$

2.1.6 Визначимо висоту зовнішніх стін:

$$H_{ст1} = 3 \text{ м}; \quad (2.7)$$

$$H_{ст2} = (H_n - 3) + \delta_2 + \delta = (30 - 3) + 0,160 + 0,200 = 27,36 \text{ м}. \quad (2.8)$$

2.1.7 За табл. Д 1.2, Д 1.3, Д 1.4 дод. [4] визначимо коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, перекриття, заповнень світлових отворів відповідно:

$$- K_{ст} = 1,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$- K_{п} = 0,88 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$- K_{вік} = 2,94 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2.1.8 Визначимо розмір поверхні вікон,  $\text{м}^2$

$$F_{вік} = H_{вік} C n_{вік}, \quad (2.9)$$

де  $n_{вік}$  – кількість вікон,

$C=2$  (м) – ширина вікон, м.

$H_{вік}=1,5$  (м) – висота вікон.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для стін, орієнтованих на захід та схід, перший поверх

$$F_{\text{бік1.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 8 = 24 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на захід та схід, інші поверхи

$$F_{\text{бік1.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 64 = 192 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на південь та північ, перший поверх

$$F_{\text{бік2.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 18 = 54 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на південь та північ, інші поверхи

$$F_{\text{бік2.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 144 = 432 \text{ м}^2;$$

2.1.9 Визначимо поверхні зовнішніх стін:

$$F_1 = A_{\text{П}} \cdot H_{\text{ст}} - F_{\text{бік}}, \quad (2.10)$$

- для стіни, орієнтованої на захід та схід, перший поверх

$$F_{1.1} = 19,23 \cdot 3 - 24 = 33,69 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на захід та схід, інші поверхи

$$F_{1.2} = 19,23 \cdot 27,36 - 192 = 334,133 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на південь та північ, перший поверх

$$F_3 = 151,23 \cdot 3 - 54 = 399,69 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на південь та північ, інші поверхи

$$F_3 = 151,23 \cdot 27,36 - 432 = 3705,653 \text{ м}^2;$$

2.1.10 Визначимо площу перекриття, м:

$$F_{\text{пер}} = (a_1 + 0,5\delta_1) (b_1 + 0,5\delta_1), \quad (2.11)$$

$$F_{\text{пер}} = (150 + 0,5 \cdot 0,615) (18 + 0,5 \cdot 0,615) = 2751,755 \text{ м}^2.$$

2.1.11 Розрахункова різниця температур:

- при висоті приміщення  $H_{\text{п}} \leq 4$  м різниця температур, °С:

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}, \quad (2.12)$$

$$\Delta t_1 = 22 - (-22) = 44 \text{ °С};$$

2.1.12 Визначимо теплові втрати через підлогу:

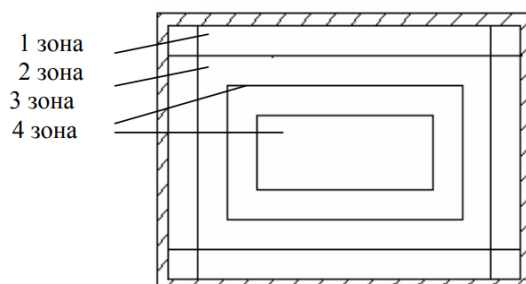


Рис. 2.1 – Поділ площі підлоги на зони

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За умовою розміри підлоги :  $F_I = 150 \times 18 = 2700 \text{ м}^2$ , відповідно площі зон :

$$F_I = 2700 - ((150 - 4) \cdot (18 - 4)) = 2700 - 2044 = 656 \text{ м}^2 ;$$

$$F_{II} = 2044 - ((146 - 4) \cdot (14 - 4)) = 2044 - 1420 = 624 \text{ (м}^2 \text{)} ;$$

$$F_{III} = 1420 - ((142 - 4) \cdot (10 - 4)) = 1420 - 828 = 592 \text{ (м}^2 \text{)} ;$$

$$F_{IV} = 828 - ((138 - 4) \cdot (6 - 4)) = 828 - 268 = 560 \text{ (м}^2 \text{)} .$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги (згідно з довідковою літературою Боженко М.Ф.) складають:

- для першої зони -  $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}$  ;

- для другої зони -  $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}$  ;

- для третьої зони -  $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}$  ;

- для четвертої зони -  $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}$ .

2.1.13 Для кожної зони розрахуємо теплові втрати для підлоги за формулою:

$$Q = \frac{F_i}{r_i \cdot 1000} \cdot \Delta t_1, \text{ кВт} \quad (2.13)$$

$$Q_I = \frac{656}{2,15 \cdot 1000} \cdot 44 = 13,42 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{II} = \frac{624}{4,3 \cdot 1000} \cdot 44 = 6,39 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{III} = \frac{592}{8,6 \cdot 1000} \cdot 44 = 3,03 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{IV} = \frac{560}{14,2 \cdot 1000} \cdot 44 = 1,74 \text{ кВт} ;$$

$$\sum Q = 13,42 + 6,39 + 3,03 + 1,74 = 24,58 \text{ кВт} .$$

2.1.14 Втрати теплоти через зовнішні обгородження приміщення визначимо при коефіцієнті  $n = 1$  для вертикальних зовнішніх стін і  $n = 0,95$  для перекриття з горищем.

Результати розрахунків зводимо в табл. 2.1.

2.1.15 Втрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря враховують тільки для вікон в розмірі 5% від основних теплових втрат:

$$Q_{\text{інф}} = (7,334 + 7,334 + 3,26 + 3,26 + 58,677 + 58,667 + 25,449 + 25,449) \cdot 0,05 = 9,472 \text{ кВт} .$$

2.1.16. Сумарні теплові втрати приміщенням, кВт, розраховуються за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = \sum Q_{\text{обг.і}} + Q_{\text{інф}} = (721,235 + 9,472) \cdot 3 = 2192 \text{ кВт} .$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1. Результати розрахунків втрат теплоти

Зовнішнє обгородження	Орієнтація за сторонами світу	Поверхня обгородження $F_i, \text{м}^2$	Розрахункова різниця температур $\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	Коефіцієнт теплопередачі $K_i, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	Втрати теплоти через обгородження $Q_{\text{обг.}i}, \text{кВт}$	Додаткові втрати, %	Втрати теплоти, враховуючи додаткові, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8
Перший поверх							
Зовнішня Стіна	Сх	33,69	44	1,07	1,59	5	1,6695
Зовнішня Стіна	Зх	33,69	44	1,07	1,59	5	1,6695
Зовнішня Стіна	Пн	399,69	44	1,07	18,817	5	19,758
Зовнішня Стіна	Пд	399,69	44	1,07	18,817	5	19,758
Вікна	Пн	54	44	2,94	6,985	5	7,334
Вікна	Пд	54	44	2,94	6,985	5	7,334
Вікна	Сх	24	44	2,94	3,105	5	3,26
Вікна	Зх	24	44	2,94	3,105	5	3,26
Інші поверхи							
Зовнішня Стіна	Сх	334,133	44	1,07	15,730	5	16,517
Зовнішня Стіна	Зх	334,133	44	1,07	15,730	5	16,517
Зовнішня Стіна	Пн	3705,653	44	1,07	174,462	5	183,185
Зовнішня Стіна	Пд	3705,653	44	1,07	174,462	5	183,185
Вікна	Пн	432	44	2,94	55,883	5	58,677
Вікна	Пд	432	44	2,94	55,883	5	58,677
Вікна	Сх	192	44	2,94	24,237	5	25,449
Вікна	Зх	192	44	2,94	24,237	5	25,449
Пере-Криття	-	2751,755	44	0,88	85,282	-	89,546
Підлога	-	-		-	19,45	-	19,45
Всього	721,235						

					ТП 51 66 015 ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

2.1.15 Втрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря враховують тільки для вікон в розмірі 5% від основних теплових втрат:

$$Q_{\text{інф}} = (7,334 + 7,334 + 3,26 + 3,26 + 58,677 + 58,667 + 25,449 + 25,449) \cdot 0,05 = 9,472 \text{ кВт}.$$

2.1.16. Сумарні теплові втрати приміщенням, кВт, розраховуються за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{обг.і}} + Q_{\text{інф}} = (721,235 + 9,472) \cdot 3 = 2192 \text{ кВт}.$$

2.1.17 Річна витрата теплоти на опалення [4] :

$$Q_o^{\text{рік}} = Q_o^{\text{ср}} n_o \cdot 24 \cdot 3600, \quad (2.14)$$

$$Q_o^{\text{ср}} = Q_{\text{втр}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о.}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о.}}}, \quad (2.15)$$

$$Q_o^{\text{ср}} = 2192 \cdot \frac{22 - 2}{22 - (-22)} = 996,36 \text{ кВт},$$

$$Q_o^{\text{рік}} = 996,36 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 = 15,15 \cdot 10^3 \text{ МДж / рік}.$$

2.2 Результат розрахунків наводимо в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 Результати розрахунків теплового навантаження на опалення

Найменування величини	Позначення	Величина	Значення величини
1 Річна витрата теплоти на опалення	$Q_o^{\text{рік}}$	МДж / рік	$15,15 \cdot 10^3$
2 Максимальна витрата теплоти на опалення	$Q_{\text{втр}}$	кВт	2192
3 Середня витрата теплоти на опалення	$Q_o^{\text{ср}}$	кВт	996,36

## 2.2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ

2.2.1. Максимальна витрата теплоти, Вт, яку використовують для визначення поверхні нагрівача для ГВП [4]

$$Q_{ГВП\max} = 1,163 \cdot G_{год} \cdot (t_{г.сер} - t_{х.з.}) + Q_{II} + Q_{III} \quad (2.16)$$

де  $G_{год}$  – розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання,  $Q_{II} + Q_{III}$  – витрати теплоти подавальними і циркуляційними трубопроводами ГВП. Для житлових будинків [6]

$$Q_{II} + Q_{III} = 0,05 \cdot Q_o \quad (2.17)$$

$$Q_{II} + Q_{III} = 0,05 \cdot 730,977 \cdot = 36,55 \text{ кВт.}$$

2.2.2 Розрахункові витрати гарячої води за годину найбільшого водоспоживання:

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вип} \cdot \alpha_{год} \quad (2.18)$$

де  $K_{вип}$  – коефіцієнт використання водорозбірного приладу за годину найбільшого водоспоживання (приймаємо кількість цих приладів в квартирі-3 шт) беруть за приладом, для якого витрата води за годину найбільша, в нас це – змішувач ванни).  $K_{вип} = 0,28$  (табл.Д1.22[4]).

$\alpha_{год}$  – безрозмірна величина, яку визначають залежно від кількості водорозбірних приладів N на розрахунковій ділянці мережі трубопроводу (N=540 для одного будинку) і ймовірності їх використання  $P_{в.з.}$  за годину найбільшого споживання ( $P=0,0185$  за табл.Д1.23[4]). Якщо  $P < 0,1$ , та будь-яке значення N то  $\alpha_{год}$  визначають за пунктирною кривою рис. 6.1[4].

Добуток  $NP = \frac{NP}{K_{вип}} = 540 \cdot \frac{0,0185}{0,28} = 35,7$ . Тоді за рис. 6.1[4] для  $NP_{год}=35,7$  значення  $\alpha_{год} = 10,1$ ;

$g$  – витрата гарячої води одним водорозбірним приладом, для житлових будівель.  $g = 0,2 \text{ кг} / \text{с}$  [4].

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вип} \cdot \alpha_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,28 \cdot 10,1 = 10180,9 \left( \frac{\text{кг}}{\text{год}} \right)$$

2.2.4 Отже, максимальна витрата теплоти, згідно (2.16) дорівнює :

$$Q_{ГВП\max} = 1,163 G_{г} \cdot (t_{г.сер} - t_{х.з.}) + Q_{II} + Q_{III} = 1,163 \cdot 10180,8 \cdot (55 - 5) + 36550 = 628,6 (\text{кВт})$$

Максимальне теплове навантаження на ГВП для трьох будинків буде дорівнювати

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{ГВП\max} = 3 \cdot 628,6 = 1885,8 (\kappa Bm)$$

2.2.5 Середня витрати теплоти на ГВП будемо розраховувати за збільшеними показниками [5], згідно яких

$$Q_{ГВП\text{сер}} = Q_{ГВП\max} / (2 \dots 2,4) = 1885,8 / 2,1 = 898 (\kappa Bm)$$

2.3.6 Річні витрати теплоти на ГВП дорівнюють [5], :

$$Q_{ГВП\text{річ}} = \left[ Q_{ГВП\text{сер}} \cdot n_0 + Q_{ГВП\text{сер}} \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot \beta \cdot (350 - n_0) \right] \cdot 24 \cdot 3600 \quad (2.19)$$

$$Q_{ГВП\text{річ}} = \left[ 898 \cdot 176 + 898 \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot 0,8 \cdot (350 - 176) \right] \cdot 24 \cdot 3600 = 22,3 \cdot 10^3 \text{ МДж} / \text{рік} \quad 2.4$$

Результати розрахунків зведемо у таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Результати розрахунків теплових навантажень на гаряче водопостачання

Найменування величини	Позначення	Величина	Значення величини
1 Середня теплова потужність за опалювальний період	$Q_{ГВП\text{сер}}$	$\kappa Bm$	898
2 Максимальна теплова потужність	$Q_{ГВП\max}$	$\kappa Bm$	1885,8
3 Річна теплова потужність	$Q_{ГВП\text{річ}}$	$\text{МДж/рік}$	$22,3 \cdot 10^3$



### 3 ПІДГРІВАЧ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

#### 3.1 Початкові дані для розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення  $Q_0 = 2192 \text{ МВт}$
- температура води у прямому трубопроводі  $t_{\text{прям.1}} = 150^\circ \text{C}$ ;
- температура води у зворотньому трубопроводі  $t_{\text{звор.1}} = 70^\circ \text{C}$ ;
- температура води у прямому трубопроводі системи опалення  $t_{\text{прям.2}} = 95^\circ \text{C}$ ;
- температура води у зворотньому трубопроводі системи опалення  $t_{\text{звор.2}} = 65^\circ \text{C}$ .

#### 3.2 Тепловий розрахунок

##### 3.2.1 Середньологарифмічна різниця температур

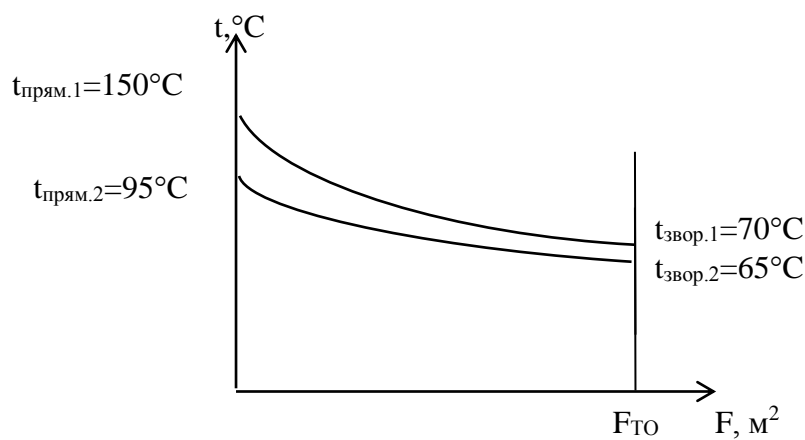


Рисунок 3.1 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} \quad (3.1)$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = t_{\text{прям.1}} - t_{\text{прям.2}} \quad , \quad (3.2)$$

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = 150 - 95 = 55^\circ \text{C}.$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{m}} = t_{\text{звор.1}} - t_{\text{звор.2}} \quad , \quad (3.3)$$

$$\Delta t_{\bar{m}} = 70 - 65 = 5^\circ \text{C}$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{55 - 5}{\ln \frac{55}{5}} = 20,85^\circ \text{C}.$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника:

Вода зі сторони центральної мережі

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2}, \quad (3.4)$$

$$t_{cp1} = \frac{150 + 70}{2} = 110^{\circ}C$$

За  $t_{cp1} = 110^{\circ}C$  знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_1 = 951 \frac{кг}{м^3}; \quad Pr_1 = 1,6; \quad \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \quad \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}.$$

Вода зі сторони місцевої мережі

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2}, \quad (3.5)$$

$$t_{cp2} = \frac{95 + 65}{2} = 80^{\circ}C$$

За  $t_{cp2} = 80^{\circ}C$  знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_2 = 971,8 \frac{кг}{м^3}; \quad Pr_2 = 2,21; \quad \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \quad \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}.$$

Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (3.6)$$

$$t_c = \frac{110 + 80}{2} = 95^{\circ}C$$

За  $t_{st} = 95^{\circ}C$  знаходимо теплофізичні параметри  $Pr_c = 1,85$  [6];

3.2.3 Витрати води у теплообміннику

$$G_{on1} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.1} - t_{звор.1})}, \quad (3.7)$$

$$G_{on1} = \frac{2192}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 6,54 \frac{кг}{с},$$

$$G_{on2} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.2} - t_{звор.2})}, \quad (3.8)$$

$$G_{on2} = \frac{2192}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 17,45$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр [2].

Таблиця 3.1 - Технічна характеристика пластин 0,5Пр:

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta^m$ , мм	1380×650×1
Поверхня теплообміну $F_{пл}, м^2$	0,5
Вага (маса) $m$ , кг	6,0
Щілинні канали	
Крок гофрів $s$ , мм	20,8
Висота гофрів $h$ , мм	5
Кількість гофрів $n_s$ , шт..	48
Еквівалентний діаметр каналу $d_e$ , мм	0,009
Площа перерізу каналу $f_{пл}$ , $м^2$	0,00285
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_{ш}$ , мм	200
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ст}, \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	22
Гідравлічний коефіцієнт $c$	15
Приведена довжина каналу $L_{пр}$ , м	0,8

### 3.2.4 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу зі сторони центральної мережі приймаємо рівним  $z_1 = 10$ .

Тоді, відповідно, зі сторони місцевої мережі  $z_1 = z_2 = 10$  [7];

$$W_1 = \frac{G_{on1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (3.9)$$

$$W_1 = \frac{6,54}{10 \cdot 0,00285 \cdot 951} = 0,24 \frac{м}{с}.$$

$$W_2 = \frac{G_{on2}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (3.10)$$

$$W_2 = \frac{17,45}{10 \cdot 0,00285 \cdot 971,8} = 0,63 \frac{м}{с}.$$

### 3.2.5 Температурний множник

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}_1^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3.11)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{(0,272 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,6^{0,43} \left( \frac{1,6}{1,85} \right)^{0,25} = 5017.$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3.12)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{67,4 \cdot 10^{-2}}{(0,365 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 2,21^{0,43} \left( \frac{2,21}{1,85} \right)^{0,25} = 4961$$

### 3.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (3.13)$$

$$\alpha_1 = 5017 \frac{0,24^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 6314,7 \frac{\text{Bm}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}.$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}} \quad (3.14)$$

$$\alpha_2 = 4961 \frac{0,63^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 12631,13 \frac{\text{Bm}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}.$$

### 3.2.7 Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (3.15)$$

де  $\beta_1$  - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;  
приймаємо  $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,93$ ,

$$R_3 - \text{термічний опір забрудненого шару, приймаємо } R_3 = 0,0002 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Bm}},$$

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{6314,7} + \frac{1}{12631,13} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1925,5 \frac{\text{Bm}}{\text{м}^2 \text{K}}$$

### 3.2.8 Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q_0}{k \Delta t}, \quad (3.16)$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{2192 \cdot 10^3}{1925,5 \cdot 20,85} = 54,6 \text{ м}^2$$

### 3.2.9 Кількість пластин підігрівача

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \quad (3.17)$$

$$z_{nl} = \frac{54,6}{0,5} \approx 109 \text{ шт.}$$

### 3.2.10 Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (3.18)$$

$$x = \frac{109 - 1}{10 + 10} = 5,4 \approx 6 \text{ шт.}$$

### 3.2.11 Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (3.19)$$

$$z_{nl} = 6 \cdot 10 + 6 \cdot 10 + 1 = 121 \text{ шт.}$$

### 3.2.12 Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F_1 = F_{nl} z_{nl}, \quad (3.20)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 121 = 60,5 \text{ м}^2.$$

## 3.3 Гідравлічний розрахунок

### 3.3.1 Число Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1}, \quad (3.21)$$

$$Re_1 = \frac{0,24 \cdot 0,009}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 7941,2$$

$$Re_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2}, \quad (3.22)$$

$$Re_2 = \frac{0,63 \cdot 0,009}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 15534,27$$

### 3.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c}{Re_1^{0,25}}, \quad (3.23)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{7941,2^{0,25}} = 1,59$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_2 = \frac{c}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (3.24)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{15534,27^{0,25}} = 1,34$$

3.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (3.25)$$

$$\Delta P_1 = 1,59 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{6 \cdot 951 \cdot 0,24^2}{2} = 23226 \text{ Па};$$

3.3.4 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (3.26)$$

$$\Delta P_2 = 1,35 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{6 \cdot 971,8 \cdot 0,63^2}{2} = 138855 \text{ Па};$$

### 3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

3.4.1 Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W_{\max} = 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ ;

Патрубок мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (3.27)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,54}{\pi \cdot 951 \cdot 1,5}} = 0,076 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячедеформований патрубок діаметром 73×3,5 мм.

3.4.2 Патрубок внутрішньої системи опалення

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \quad (3.28)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17,45}{\pi \cdot 971,8 \cdot 1,5}} = 0,123 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячедеформований патрубок діаметром 121×3,5 мм.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2 - Характеристики теплообмінника системи опалення

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{Вт}{м^2 K}$	1925,5
2 Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	60,5
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	23226
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	138855
5 Кількість ходів	Шт.	6
6 Кількість пластин	Шт.	121
7 Діаметр патрубків мережної води	мм	76
8 Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	мм	123

Схема компоновки теплообмінника :

$$C_x \frac{10+10+10+10+10+10}{11+10+10+10+10+10}.$$

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 3.2

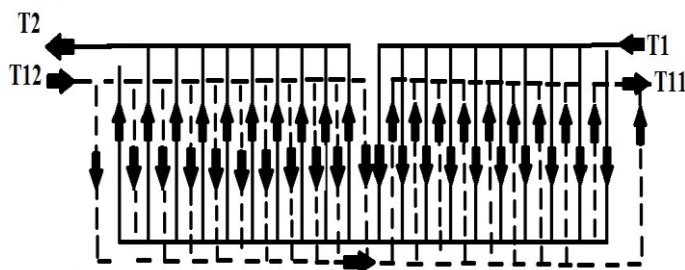


Рисунок 3.2 - Принципова схема теплообмінника системи опалення двох останніх ходів теплообмінника

## 4 РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕНЬ ТА ВИТРАТ НА СТУПЕНІ ПІДГРІВАЧА ГВП

### 4.1 Початкові дані до розрахунку:

а) загальне максимальне теплове навантаження на гаряче

водопостачання  $Q_{г.в.}^{\max} = 1885,8 \text{ кВт}$ ;

б) розрахункова температура води :

- у прямому трубопроводі  $t_{прям.1}^p = 150^\circ \text{C}$ ;

- у зворотному трубопроводі  $t_{звор.1}^p = 70^\circ \text{C}$ ;

- гарячої води  $t_g = 55^\circ \text{C}$ ;

- холодної води  $t_x = 5^\circ \text{C}$

Відношення величин  $\frac{Q_{ГВП \max}}{Q_o} = \frac{1885,8}{2192} = 0,86$ ;  $0,2 < \frac{Q_{ГВП \max}}{Q_o} = 0,86 < 1$ ,

тому у відповідності з [2] приймається двоступенева схема приєднання підігрівачів ГВП.

### 4.2 Тепловий розрахунок

4.2.1 Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка теплової мережі

$$t_n^{3л} = t_{вн}^p - \varphi_{оп} (t_{вн}^p - t_{p.o}), \quad (4.1)$$

де  $\varphi$  - опалювальний коефіцієнт, який приймаємо рівним  $\varphi=0,34$ ;

$$t_n^{3л} = 22 - 0,34 \cdot (22 - (-22)) = 7^\circ \text{C}$$

4.2.2 Температура мережної води у зворотному трубопроводі

$$t_{звор.1}^{\min} = t_{прям.1}^{\min} - (t_{прям.1}^p - t_{звор.1}^p) \frac{t_{вн}^p - t_n^{3л}}{t_{вн}^p - t_{p.o}}, \quad (4.2)$$

$$t_{звор.1}^{\min} = 70 - (150 - 70) \frac{22 - 7}{22 - (-22)} = 42,73^\circ \text{C}.$$

4.2.3 Температура нагрітої води після першої ступені підігрівача

Недогрівання води на ГВП :  $\delta=6...10^\circ \text{C}$ . Приймаємо  $\delta=10^\circ \text{C}$ :

$$t_n = t_{звор}^{\min} - \delta, \quad (4.3)$$

$$t_n = 42,73 - 10 = 32,73^\circ \text{C}$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



#### 4.2.4 Теплове навантаження водонагрівачів

а) Теплове навантаження першої ступені

$$Q_{\text{ген1}} = Q_{\text{з.б.}}^{\max} \frac{t_n - t_x}{t_z - t_x}, \quad (4.4)$$

$$Q_{\text{ген1}} = 1885,8 \cdot \frac{32,73 - 5}{55 - 5} = 1045,7 \text{ кВт};$$

б) Теплове навантаження другої ступені

$$Q_{\text{ген2}} = Q_{\text{з.б.}}^{\max} - Q_{\text{ген1}}, \quad (4.5)$$

$$Q_{\text{ген2}} = 1885,8 - 1045,7 = 840,1 \text{ кВт};$$

#### 4.2.5 Масова витрата води на ГВП у ступенях підігрівача

а) перша ступінь

$$G_{\text{з.б.1}} = \frac{Q_{\text{ген1}}}{c_p \cdot (t_n - t_x)}, \quad (4.6)$$

$$G_{\text{з.б.1}} = \frac{1045,7}{4,187 \cdot (32,73 - 5)} = 9 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

б) друга ступінь

$$G_{\text{з.б.2}} = G_{\text{з.б.1}} + 0,1 \cdot G_{\text{з.б.1}}, \quad (4.7)$$

$$G_{\text{з.б.2}} = 9 + 0,1 \cdot 9 = 9,9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

#### 4.2.6 Витрата мережної води у другій ступені підігрівача гарячої води

$$G_{\text{з2}} = \frac{Q_{\text{ген2}}}{c_p (t_{\text{прям1}}^{\min} - t_{\text{звор1}}^{\min})}, \quad (4.8)$$

$$G_{\text{з2}} = \frac{840,1}{4,187 (70 - 42,73)} = 7,36 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

4.2.7 Витрата тепла на опалення при температурі зовнішнього повітря, рівній температурі у точці зламу

$$Q_o^{\text{зл}} = Q_o \frac{t_{\text{вн}}^p - t_3^{\text{зл}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{р.о}}}, \quad (4.9)$$

$$Q_o^{\text{зл}} = 2192 \cdot \frac{22 - 7}{22 - (-22)} = 747,3 \text{ кВт};$$

#### 4.2.8 Витрата мережної води на опалення у точці зламу

$$G_{\text{он}}^{\text{зл}} = \frac{Q_o^{\text{зл}}}{c_p (t_{\text{прям.1}}^{\min} - t_{\text{звор.1}}^{\min})}, \quad (4.10)$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{on}^{3l} = \frac{747,3}{4,187 \cdot (70 - 42,73)} = 6,5 \frac{K\kappa}{c}.$$

4.2.9 Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водонагрівача

$$G_{\varepsilon 1} = \varphi (G_{\varepsilon 2} + G_{on}^{3l}), ; \quad (4.11)$$

де  $\varphi = 0,85$  - коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, котра не попадає у першу ступінь водонагрівача;

$$G_{\varepsilon 1} = 0,85 \cdot (7,36 + 6,5) = 11,8 \frac{K\kappa}{c}.$$

4.2.10 Температура мережної води на виході з першої ступені підігріву

$$t_{36}^1 = t_{36op,1}^{\min} - \frac{Q_{\varepsilon on1}}{c_p \cdot G_{\varepsilon 1}} \quad (4.12)$$

$$t_{36}^1 = 42,73 - \frac{1045,7}{4,187 \cdot 11,8} = 39,16 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

### 4.3 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W_{\max} = 1,5 \frac{M}{c}$ ;

4.3.1 Патрубок води на подаючий трубопровід ГВП

$$D_x = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\varepsilon .\varepsilon .2}}{\pi \cdot \rho_x \cdot W_{\max}}}, \quad (4.13)$$

$$D_x = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,9}{\pi \cdot 999,8 \cdot 1,5}} = 0,092 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 95×3,5 мм.

4.3.2 Патрубок холодної води на ГВП

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\varepsilon .\varepsilon 1}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \quad (4.14)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9}{\pi \cdot 998,4 \cdot 1,5}} = 0,087 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 89×3,5 мм.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА ПЕРШОЇ СТУПЕНІ ПІДГРІВУ

### 5.1 Початкові дані для розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на першу

ступінь  $Q_{\text{ем1}} = 1045,7 \text{ кВт}$ ;

- температура мережної води на вході  $t'_1 = t_{\text{зв}}^{\text{min}} = 42,73^\circ\text{C}$ ;

- температура мережної води на виході  $t''_1 = t_p = 39,16^\circ\text{C}$ ;

- температура холодної води  $t'_2 = t_x = 5^\circ\text{C}$ ;

- температура гарячої води на виході з першої ступені  $t''_2 = t_p = 32,73^\circ\text{C}$ .

### 5.2 Тепловий розрахунок

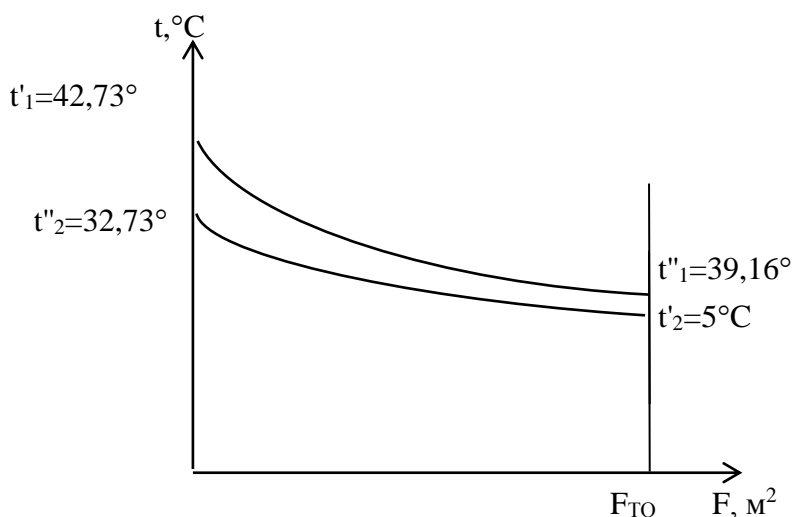


Рисунок 5.1 - Графік зміни температур теплоносіїв

#### 5.2.1 Середньологарифмічна різниця температур

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} \quad (5.1)$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t''_1 - t'_2, \quad (5.2)$$

$$\Delta t_{\bar{o}} = 39,16 - 5 = 34,16^\circ\text{C}.$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

менша різниця температур:

$$\Delta t_m = t_1' - t_2'' \quad (5.3)$$

$$\Delta t_m = 42,73 - 32,73 = 10^\circ C.$$

$$\Delta t = \frac{34,16 - 10}{\ln \frac{34,16}{10}} = 19,67^\circ C.$$

5.2.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_1''}{2} \quad (5.4)$$

$$t_{cp1} = \frac{42,73 + 39,16}{2} = 40,945^\circ C$$

За  $t_{cp1} = 40,945^\circ C$  знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_1 = 991,79 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \text{Pr}_1 = 4,233; \nu_1 = 0,649 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_1 = 63,63 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2} \quad (5.5)$$

$$t_{cp2} = \frac{32,73 + 5}{2} = 18,87^\circ C$$

За  $t_{cp2} = 18,87^\circ C$  знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_2 = 998,37 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \text{Pr}_2 = 7,3; \nu_2 = 1,039 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_2 = 59,62 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Температура стінки.

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} \quad (5.6)$$

$$t_c = \frac{40,45 + 18,87}{2} = 29,9^\circ C$$

За  $t_c = 29,9^\circ C$  знаходимо теплофізичні параметри  $\text{Pr}_c = 5,44$  [6];

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр.

Технічна характеристика наведена у п. 3.2.3 (Таблиця 3.1)

5.2.3 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним  $z_1 = 10, z_2 = z_1 = 10$ ;

$$W_1 = \frac{G_{z1}}{z_1 \cdot f \rho_1} \quad (5.7)$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_1 = \frac{11,8}{10 \cdot 0,00285 \cdot 991,79} = 0,42 \frac{M}{c};$$

$$W_2 = \frac{G_{261}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (5.8)$$

$$W_2 = \frac{9}{10 \cdot 0,00285 \cdot 998,37} = 0,32 \frac{M}{c}.$$

#### 5.2.4 Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} Pr_1^{0,43} \left( \frac{Pr_1}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (5.9)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{63,63 \cdot 10^{-2}}{(0,649 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 4,233^{0,43} \left( \frac{4,233}{5,44} \right)^{0,25} = 3655$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} Pr_2^{0,43} \left( \frac{Pr_2}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (5.10)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{59,62 \cdot 10^{-2}}{(1,039 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 7,3^{0,43} \left( \frac{7,3}{5,44} \right)^{0,25} = 3519$$

#### 5.2.5 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (5.11)$$

$$\alpha_1 = 3655 \frac{0,42^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 6921 \frac{Bm}{m^2 \cdot K};$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (5.12)$$

$$\alpha_2 = 3519 \frac{0,32^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 5464 \frac{Bm}{m^2 \cdot K};$$

#### 5.2.6 Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (5.13)$$

де  $\beta_1$ - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;  
приймаємо  $\beta_1=0,92 \dots 0,95=0,95$ ,

$R_3$ - термічний опір забрудненого шару, приймаємо  $R_3=0,0002 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$ ,

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{6921} + \frac{1}{5464} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1623 \frac{Bm}{m^2 K}$$

5.2.7 Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q_{огн1}}{\kappa \Delta t}, \quad (5.14)$$

$$F = \frac{1045,7 \cdot 10^3}{1623 \cdot 19,67} = 32,75 \text{ м}^2$$

5.2.8 Кількість пластин підігрівача

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \quad (5.15)$$

$$z_{nl} = \frac{32,75}{0,5} \approx 66 \text{ шт.}$$

5.2.9 Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (5.16)$$

$$x = \frac{66 - 1}{10 + 10} = 4 \text{ шт.}$$

5.2.10 Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (5.17)$$

$$z_{nl} = 4 \cdot 10 + 4 \cdot 10 + 1 = 81 \text{ шт.}$$

5.2.11 Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F = F_{nl} z_{nl}, \quad (5.18)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 81 = 40,5 \text{ м}^2;$$

### 5.3 Гідравлічний розрахунок

5.3.1 Число Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1}, \quad (5.19)$$

$$Re_1 = \frac{0,42 \cdot 0,009}{0,649 \cdot 10^{-6}} = 5824$$

$$Re_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2}, \quad (5.20)$$

$$Re_2 = \frac{0,32 \cdot 0,009}{1,039 \cdot 10^{-6}} = 2772$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 5.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (5.21)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{5824^{0,25}} = 1,7$$

$$\lambda_2 = \frac{c}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (5.22)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{2772^{0,25}} = 2,07$$

### 5.3.3 Втрата тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_g} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (5.23)$$

$$\Delta P_1 = 1,8 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{4 \cdot 991,79 \cdot 0,42^2}{2} = 55985 \text{ Па}$$

### 5.3.4 Втрата тиску у каналах із сторони води, яка

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_g} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (5.24)$$

$$\Delta P_2 = 2,08 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{4 \cdot 998,37 \cdot 0,32^2}{2} = 37804 \text{ Па};$$

## 5.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W_{\max} = 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ ;

### 5.4.1 Патрубок мережної води у зворотній трубопровід

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{z1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (5.25)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,8}{\pi \cdot 991,79 \cdot 1,5}} = 0,1 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 108×3,5 мм.

### 5.4.2 Патрубок мережної води на виході з ТОА

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot (G_{21})}{\pi \cdot \rho \cdot W_{max}}}, \quad (5.26)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot (11,8)}{\pi \cdot 998,37 \cdot 1,5}} = 0,1 м;$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 108×3,5 мм.

Схема компоновки теплообмінника I ступені підігрівача ГВП:

$$C_x \frac{10+10+10+10}{11+10+10+10}$$

Принципову схему на рисунку 5.2

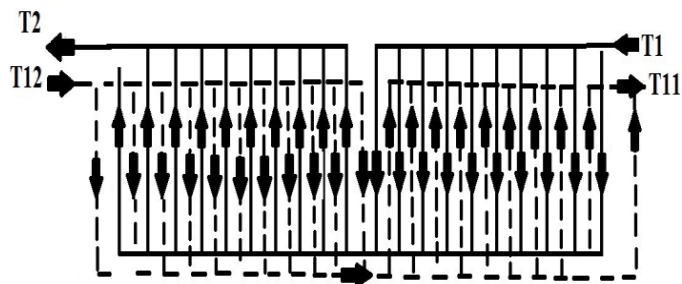


Рисунок 5.2 - Принципова схема руху носіїв в двох останніх ходах теплообмінника I ступені підігрівача ГВП

Таблиця 5.1- Характеристики першої ступені теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{Вт}{м^2 K}$	1623
2 Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	40,5
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	55985
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	37804
5 Кількість ходів	Шт.	4
6 Кількість пластин	Шт.	81
7 Діаметр патрубка мережної води у зворотній трубопроводі	мм	100
8 Діаметр патрубка мережної води на виході з ТОА	мм	100



## 6 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА ДРУГОЇ СТУПЕНІ ПІДГРІВУ

### 6.1 Початкові дані для розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на другу ступінь  $Q_{gen2} = 840,1 \text{ кВт}$ ;
- температура мережної води на вході  $t'_1 = t_{np}^{\min} = 70^\circ\text{C}$ ;
- температура мережної води на виході  $t''_1 = t_{se}^{\min} = 42,73^\circ\text{C}$ ;
- температура гарячої води на виході з другої ступені  $t''_2 = t_c = 55^\circ\text{C}$ .

### 6.2 Тепловий розрахунок

#### 6.2.1 Температура гарячої води на вході в другу ступінь підігрівача ГВП

$$t'_2 = t''_2 - \frac{Q_{gen2}}{G_{se2} \cdot c_p} \quad (6.1)$$

$$t'_2 = 55 - \frac{840,1}{9,9 \cdot 4,187} = 34,73^\circ\text{C};$$

#### 6.2.2 Середньологарифмічна різниця температур

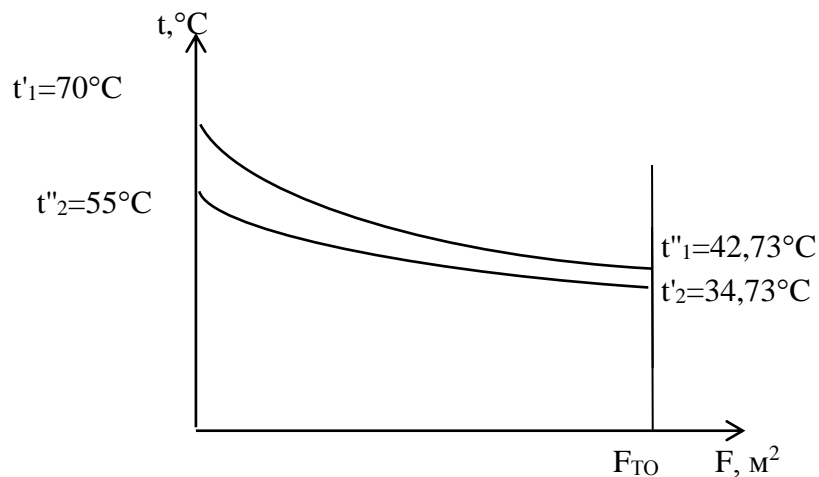


Рисунок 6.1 - Графік зміни температур

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}} \quad (6.2)$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\delta} = t'_1 - t''_2 \quad (6.3)$$

$$\Delta t_{\delta} = 70 - 55 = 15^\circ\text{C}.$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

менша різниця температур:

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2' \quad (6.4)$$

$$\Delta t_m = 42,73 - 34,73 = 8^\circ C.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{15-8}{\ln \frac{15}{8}} = 11,14.$$

6.2.3 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \quad (6.5)$$

$$t_{cp1} = \frac{70 + 42,73}{2} = 56,37^\circ C$$

За  $t_{cp1} = 56,37^\circ C$  знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_1 = 985 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \text{Pr}_1 = 3,18; \nu_1 = 0,506 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_1 = 65,5 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \quad (6.6)$$

$$t_{cp2} = \frac{55 + 34,73}{2} = 44,9^\circ C$$

За  $t_{cp2} = 44,9^\circ C$  знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_2 = 990,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \text{Pr}_2 = 3,97; \nu_2 = 0,613 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_1 = 64,14 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

6.2.4 Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (6.7)$$

$$t_c = \frac{56,37 + 44,9}{2} = 50,64^\circ C$$

За  $t_c = 50,64^\circ C$  знаходимо теплофізичні параметри  $\text{Pr}_c = 3,5$  [6];

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр.

Технічна характеристика дивитись у п. 3.2.3 (Таблиця 3.1)

6.2.5 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним  $z_2 = z_1 = 7$ ;

$$W_1 = \frac{G_{\varepsilon 2}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (6.8)$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_1 = \frac{7,36}{7 \cdot 0,00285 \cdot 985} = 0,38 \frac{M}{c};$$

$$W_2 = \frac{G_{a2}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (6.9)$$

$$W_2 = \frac{9,9}{7 \cdot 0,00285 \cdot 990,4} = 0,5 \frac{M}{c}.$$

#### 6.2.6 Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} Pr_1^{0,43} \left( \frac{Pr_1}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (6.10)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{65,5 \cdot 10^{-2}}{(0,506 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,18^{0,43} \left( \frac{3,18}{3,5} \right)^{0,25} = 4148$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} Pr_2^{0,43} \left( \frac{Pr_2}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (6.11)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{64,14 \cdot 10^{-2}}{(0,613 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,97^{0,43} \left( \frac{3,97}{3,5} \right)^{0,25} = 4106$$

#### 6.2.7 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (6.12)$$

$$\alpha_1 = 4148 \frac{0,38^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 7302 \frac{Bm}{m^2 \cdot K};$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (6.13)$$

$$\alpha_2 = 4106 \cdot \frac{0,5^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 8831 \frac{Bm}{m^2 \cdot K};$$

#### 6.2.8 Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (6.14)$$

де  $\beta_1$  - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;  
приймаємо  $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,95$

$R_3$ - термічний опір забрудненого шару , приймаємо  $R_3 = 0,0002 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$ ,

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{7302} + \frac{1}{8831} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1876 \frac{Bm}{m^2 K}$$

6.2.9 Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q_{\text{ген2}}}{k \Delta t}, \quad (6.15)$$

$$F = \frac{840,1 \cdot 10^3}{1876 \cdot 11,14} = 40,2 \text{ м}^2$$

6.2.10 Кількість пластин підігрівача

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \text{ шт.} \quad (6.16)$$

6.2.11 Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (6.17)$$

$$x = \frac{80,4 - 1}{7 + 7} \approx 6 \text{ шт.}$$

6.2.12 Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (6.18)$$

$$z_{nl} = 6 \cdot 7 + 6 \cdot 7 + 1 = 85 \text{ шт.}$$

6.2.13 Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F = F_{nl} z_{nl}, \quad (6.19)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 85 = 42,5 \text{ м}^2;$$

### 6.3 Гідравлічний розрахунок

6.3.1 Число Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{W_1 d_g}{\nu_1}, \quad (6.20)$$

$$Re_1 = \frac{0,38 \cdot 0,009}{0,506 \cdot 10^{-6}} = 6759$$

$$Re_2 = \frac{W_2 d_g}{\nu_2} \quad (6.21)$$

$$Re_2 = \frac{0,5 \cdot 0,009}{0,613 \cdot 10^{-6}} = 7341$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 6.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (6.22)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{675^{0,25}} = 1,65$$

$$\lambda_2 = \frac{c}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (6.23)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{7341^{0,25}} = 1,62$$

### 6.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (6.24)$$

$$\Delta P_1 = 1,65 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{6 \cdot 985 \cdot 0,38^2}{2} = 62583 \text{ Па}$$

### 6.3.4 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (6.25)$$

$$\Delta P_2 = 1,62 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{6 \cdot 990,4 \cdot 0,5^2}{2} = 106963 \text{ Па}$$

## 6.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W_{\max} = 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ ;

### 6.4.1 Патрубок рециркуляції ГВП

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{гвп}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (6.26)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,9}{\pi \cdot 985 \cdot 1,5}} = 0,092 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 95×3,5 мм.

### 6.4.2 Патрубок мережної води з прямого трубопроводу

Патрубок мережної води з прямого трубопроводу

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{гвп}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \quad (6.27)$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,8}{\pi \cdot 990,4 \cdot 1,5}} = 0,1 \text{ м};$$

За ДСТУ 3667 – 97 приймаємо сталений безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 102×3,5 мм.

Схема компоновки теплообмінника II ступені підігрівача ГВП:

$$C_x \frac{7+7+7+7+7+7}{8+7+7+7+7+7}$$

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 6.2

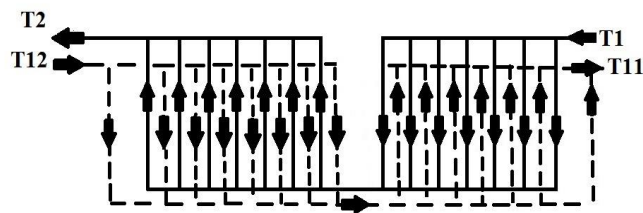


Рис.6.2 Принципова схема компоновки двох останніх ходів теплообмінника II ступені підігрівача ГВП

Таблиця 6.2- Характеристики другої ступені теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{Вт}{м^2 K}$	1876
2 Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	42,5
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	62583
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	106963
5 Кількість ходів	Шт.	6
6 Кількість пластин	Шт.	85
7 Діаметр патрубка рециркуляції ГВП	Мм	92
8 Діаметр патрубка мережевої води з прямого трубопроводу	Мм	100

## 7 ВИБІР ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

### 7.1 Вибір циркуляційного та підживлювального насосу системи опалення

Циркуляційні насоси розраховують тільки на переміщення води по трубопроводам, виходячи з тих міркувань, що в цих насосах не є необхідною аналогічна потужність до тієї, яка присутня в насосах для водопровідних систем. Насоси розвивають напір, який повинен подолати лише гідравлічний опір у замкненому контурі.

Встановлюють два насоси: один – робочий, другий - резервний.

#### 7.1.1 Продуктивність циркуляційних насосів [8]

$$G_o^H = \frac{Q_o \cdot 3600}{(t_{\text{прям.2}} - t_{\text{звор.2}}) \cdot c \cdot \rho} \quad (7.1)$$

де  $Q_o = 2192$  кВт - загальне максимальне теплове навантаження на опалення;

$t_{\text{прям.2}}^p = 95^\circ \text{C}$  - температура води у прямому трубопроводі системи опалення;

$t_{\text{звор.2}}^p = 65^\circ \text{C}$  - температура води у зворотному трубопроводі системи опалення;

$\rho = f(t_{\text{звор.2}} = 65^\circ \text{C}) = 980,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  - густина води;

$$G_o^H = \frac{2192 \cdot 3600}{(95 - 65) \cdot 4,187 \cdot 980,5} = 64,1 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Повний напір контуру системи опалення

$$H_{on} = H'_2 + H'_{\phi} + H_{p.c} \quad (7.2)$$

де  $H_2$  – втрати тиску у каналах теплообмінного апарату зі сторони води, що нагрівається;

$H_{\phi}$  – втрати тиску у грязьовику;

$H_{p.c}$  – втрати тиску у радіаторній системі опалення та трубопроводах.

$$H'_2 = \frac{\Delta P_2}{\rho_2 \cdot g}, \quad (7.3)$$

де  $g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$  – прискорення вільного падіння.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H'_2 = \frac{138855}{971,8 \cdot 9,81} = 14,56 \text{ м. вод. ст.}$$

Приймаємо:  $\Delta P_\phi = 20 \text{ кПа}$  – максимальний гідравлічний опір грязьовика;

$\Delta P_{p.c.} = 30 \text{ кПа}$  – гідравлічний опір радіаторної системи опалення та трубопроводів.

Звідси:

$$H'_\phi = \frac{\Delta P_\phi}{\rho_2 \cdot g}; \quad (7.4)$$

$$H'_\phi = \frac{20000}{971,8 \cdot 9,81} = 2,097 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{p.c.} = \frac{\Delta P_{p.c.}}{\rho_2 \cdot g}; \quad (7.5)$$

$$H_{p.c.} = \frac{30000}{971,8 \cdot 9,81} = 3,14 \text{ м. вод. ст.}$$

Повний напір контуру системи опалення відповідно дорівнює:

$$H_{on} = 14,56 + 2,097 + 3,14 = 19,8 \text{ м. вод. ст.}$$

Отже, за напором і подачею у якості циркуляційного насоса системи опалення вибираємо центробіжний насос з електронним управлінням Calpeda NR 65/160 В/А. За умови стовідсоткового резервування приймаю два насоси, що будуть включені паралельно (один робочий, один резервний). Габаритні розміри: L=340 мм; H=552 мм; D=260 мм; [17].

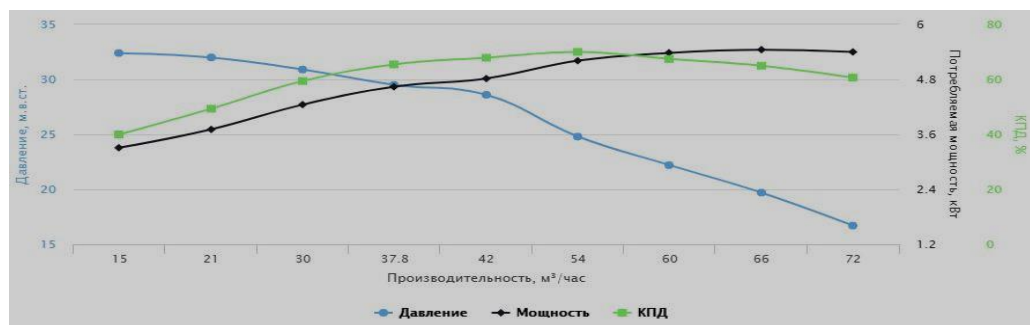


Рис 7.1 Н-Q діаграма циркуляційного насосу системи опалення

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



### 7.1.2 Вибір підживлювальних насосів

Підживлення та заповнення, як правило, здійснюють із зворотнього трубопроводу теплової мережі через зворотній трубопровід системи опалення. Це обумовлено тією обставиною, що температура теплоносія в них менша температури в подаючих трубопроводах. Крім того, заповнення системи із зворотнього трубопроводу теплової мережі безпечніше для наладчиків, що здійснюють пробний запуск системи, через можливий виток теплоносія. Таке заповнення здійснювати не турбуючись про скипання води в системі опалення, трубопроводи в цьому випадку знаходяться під атмосферним тиском, оскільки температура теплоносія в зворотному трубопроводі тепломережі не перевищує 70°C, на відміну від подаючого трубопроводу, де температура теплоносія може бути більше ніж 100°C [8].

#### 7.1.2.1 Необхідний напір підживлювального насосу

$$p_{\text{підж}} = (H_{\text{мс}} + 5) - 20, \quad (7.6)$$

де  $H_{\text{мс}} = 30 \text{ м}$  – висота системи опалення.

20 – напір у зворотному мережному трубопроводі (приймається)

$$p_{\text{підж}} = (30 + 5) - 20 = 15 \text{ м вод.ст}$$

7.1.2.2 Продуктивність насоса вибираємо відповідно до об'єму системи. Вона дорівнює 10% об'єму системи за одну годину

$$G_{\text{нп}} = 0,1 \cdot V_c. \quad (7.7)$$

Об'єм системи  $V_c = 14,5 \text{ м}^3$  (приймається)

$$G_{\text{нп}} = 0,1 \cdot 14,5 = 1,45 \text{ м}^3/\text{год}.$$

#### 7.1.2.3 Робоча точка підживлювального насосу системи опалення

$$G_{\text{н}}^0 = 1,45 \text{ м}^3/\text{год}, \quad p_{\text{жсн}}^0 \geq 30 \text{ м вод.ст}.$$

У якості підживлюючого насосу системи опалення вибираємо насос типу 3VP-DN50H фірми Sprut [9]. Один робочий, один резервний. Габарити насоса (мм) : L = 625; H = 244; D=340.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

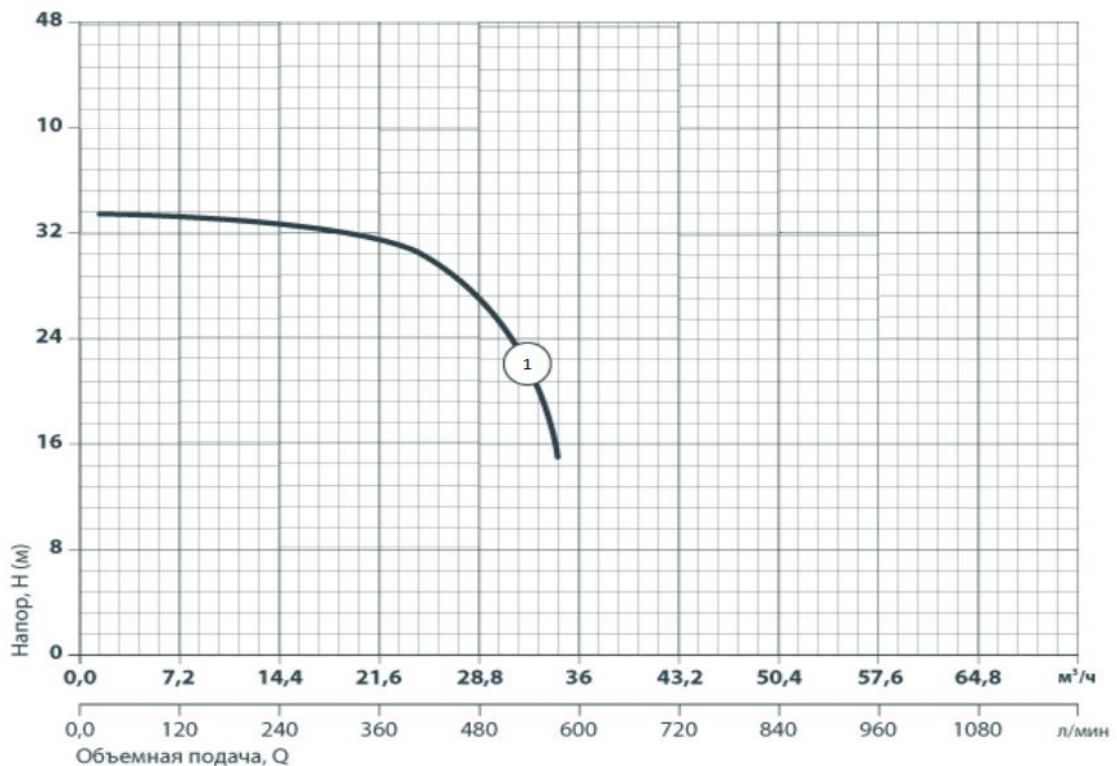


Рисунок 7.2 – P-Q діаграма підживлюючого насосу системи опалення

## 7.2 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

За рахунок підтримування циркуляційними насосами в системі сталої температури гарячої води, їх застосування дозволяє зекономити до 10 відсотків енергії, що споживається. Рециркуляційна вода після споживачів (Т4) вводиться між першою і другою ступенями теплообмінника гарячого водопостачання.

Насос повинен забезпечити не менше 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на ГВП.

### 7.2.1 Витрата води системи рециркуляції [8]

$$G_p = \frac{0,1 \cdot G_{\text{з.в.}} \cdot 3600}{\rho}, \quad (7.8)$$

де  $G_{\text{з.в.}} = 9,9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$  - масова витрата гарячої води у другій ступені підігрівача ГВП,

$\rho = f(t_p = 42,73^\circ \text{C}) = 991,08 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  - густина води;

$$G_p = \frac{0,1 \cdot 9,9 \cdot 3600}{991,08} = 3,59 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

### 7.2.2 Гідравлічний опір замкненого контуру системи гарячого водопостачання

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = \Delta p_2 + \Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{зк}}, \quad (7.9)$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $\Delta p_2 = 106963$  Па – витрата тиску в каналах теплообмінника другої ступені підігріву зі сторони води, яка нагрівається;

$\Delta p_\phi = 20 \text{ кПа}$  - максимальний гідравлічний опір фільтра та грязьовика;

$\Delta p_{m.p.} = 20 \text{ кПа}$  гідравлічний опір трубопроводів;

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = 106,963 + 20 + 20 = 147 \text{ кПа.}$$

### 7.2.3 Необхідний напір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

$$p_n^{\text{ГВП}} \geq \Delta p_{\text{сист}}^{\text{ГВП}},$$

$$p_n^{\text{ГВП}} \geq 147 \text{ кПа.}$$

### 7.2.4 Робоча точка циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

$$G_p = 3,59 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}, \quad p_n^{\text{ГВП}} \geq 147 \text{ кПа}$$

У якості насосу системи гарячого водопостачання вибираємо два насоса типу 3VP-DN40 фірми SPRUT [9]. Один робочий, один резервний.

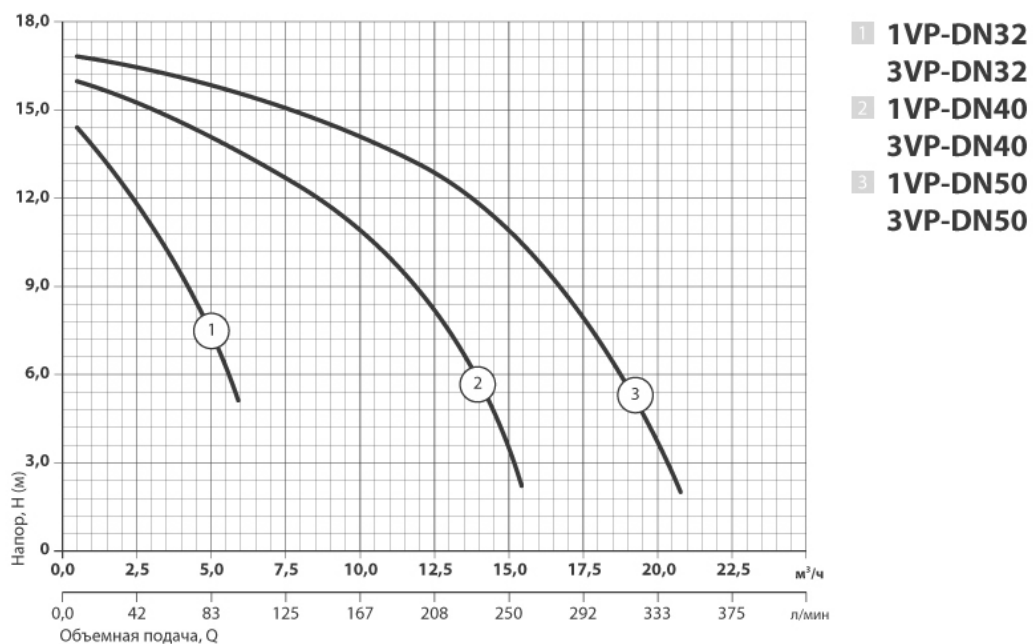


Рисунок 7.3 – P-Q діаграма циркуляційного насоса системи гарячого водопостачання  
Габаритні розміри: L=281мм; H=420мм; D=186мм.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8 ВИБІР РОЗШИРЮВАЛЬНОГО БАКУ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Розширювальний бак відноситься до захисної частини замкнутих систем. В опалювальних системах, які працюють по незалежній схемі приєднання до теплової мережі, розширювальні баки застосовуються для компенсації об'єму води при зміні температури[8].

Внутрішній простір всіх елементів системи опалення заповнено водою. Об'єм води у системі опалення у процесі експлуатації змінюється: при підвищенні температури води – збільшується, при зниженні – зменшується. Зміну об'єму води компенсує розширювальний бак. Конструкція баку представляє собою циліндричну ємність, яка розділена на дві частини мембраною: одна частина – для води, друга – заповнена азотом під тиском. При нагріванні надлишковий об'єм води поступає в бак, стискуючи газ, як у баці, так і у системі в цілому. При охолодженні вода з баку під тиском зі сторони об'єму заповненого азотом повертається в систему. Така система дозволяє розміщувати розширювальні баки безпосередньо у приміщенні теплового пункту, а не у верхній точці системи опалення. Що суттєво спрощує контроль за роботою баку та його обслуговування[8].

### 8.1 Розрахунковий об'єм води

8.1.1 Загальний об'єм води, яка циркулює у системі [1]

$$V_a = Q_o \cdot V_{c.m.}, \quad (8.1)$$

де  $Q_o$  - максимальне навантаження системи опалення ( $Q_o=2,192$  МВт)

$V_{c.m.}$  - – питомий об'єм води в системі опалення, ( $V_{c.m.}=16,25$  м<sup>3</sup>/МВт)

Тоді:

$$\Delta V_a = 2,192 \cdot 16,25 = 35,62 \text{ м}^3$$

Об'єм розширення (об'єм рідини, яка виникає при зміні температури)

$$\Delta V_a = \beta \Delta t V_a, \quad (8.2)$$

де  $\beta = 0,0006$  середній коефіцієнт об'ємного розширювання води;

$$\Delta t = 95 - 65 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta V_a = 0,0006 \cdot 30 \cdot 35,62 = 0,641 \text{ м}^3$$

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8.1.2 Об'єм рідини, яка при мінімальній температурі системи залишається в розширювальному баці.

Об'єм рідини, яка при мінімальній температурі системи залишається в розширювальному баці

$$V_v = \frac{V_a \cdot 0,5}{100}, \quad (8.3)$$

$$V_v = \frac{35,62 \cdot 0,5}{100} = 0,178 \text{ м}^3$$

## 8.2 Мінімальний об'єм розширювального баку

$$V_{\min} = (\Delta V_a + V_v) \cdot \frac{p_e + 10}{p_e - p_0}, \quad (8.4)$$

$p_0$  - тиск газу, у розширювальному баці при відсутності тиску води, приймається

$$p_0 = 30 \text{ м.вод.ст}$$

$p_e$  - тиск середовища в системі опалення, приймається  $p_e = 40 \text{ м.вод.ст.}$

$$V_{\min} = (0,641 + 0,178) \cdot \frac{40 + 10}{40 - 30} = 4,1 \text{ м}^3.$$

Вибираємо розширювальний бак об'ємом 5,0 м<sup>3</sup> марки Statico SG фірми Pneumatex внутрішнім діаметром d = 1,3 м [10].

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 9 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, органічних, технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності.

Тема дипломного проекту: „Центральний тепловий пункт”. Тепловий пункт побудовано для забезпечення житлових будинків гарячою водою та підготовкою води потрібної температури. Потужність теплового пункту по гарячому водопостачанню – 2,192 МВт. Розрахунковий графік у теплових мережах 150/70 °С, у системі гарячого водопостачання 55°С.

У даному дипломному проекті запроектовано основне обладнання теплового пункту:

- теплообмінний пластинчатий апарат РС 0,5Пр для системи опалення;
- номінальна площа поверхні теплообмінника – 60,5 м<sup>2</sup> ;
- кількість пластин у апараті N=121 шт;
- теплообмінний пластинчатий апарат РС 0,5Пр для системи гарячого водопостачання;
- циркуляційні та підживлювальні насоси систем ГВП і опалення;
- трубопроводи, арматура покриті тепловою ізоляцією для зменшення теплових втрат(в проекті не наводяться).

При монтажі та експлуатації цього обладнання мають місце потенційно шкідливі та небезпечні виробничі фактори, які при певних умовах можуть негативно впливати на стан здоров'я персоналу теплового пункту. До таких факторів належать:

- підвищена або понижена температура;
- відносна вологість та швидкість руху повітря робочої зони;
- підвищена або понижена температура поверхні обладнання та матеріалів;
- підвищені рівні інфрачервоних випромінювань;
- підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може відбутися через тіло людини;
- недостатня або надмірна освітленість робочої зони;
- пожежна безпека та інші.

З метою виключення їх негативного впливу на виробництві теплового пункту в цьому розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації робочих приміщень та технологічного обладнання теплового пункту, а також визначені активні заходи з гігієни приміщення, виробничої санітарії та пожежної безпеки і профілактики.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## **9.1 Технічні рішення передбачені проектом по забезпеченню безпечної експлуатації робочих приміщень та обладнання теплового пункту**

Компоновка основного та допоміжного устаткування в приміщенні теплового пункту виконано згідно з нормативним документом [12]:

- 1) Проектом теплового пункту передбачена монтажна (ремонтна) площадка. Для здійснення ремонту невеликого обладнання та арматури передбачено верстак. Для ремонту важкого обладнання передбачено інвентарне підйомно-транспортне обладнання (талі та монорельси) [13].
- 2) Розширювальні баки, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, відповідають вимогам [14].
- 3) Кожний водо водяний підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, відповідно вимогам [14].
- 4) За проектом передбачено проектувати підлогу для стоку води з нахилом 0,01 до сторони водозбірного приямка, його мінімальні розміри 0,5 x 0,5 м при глибині не менше 0,8 м. Приямок повинен бути перекритим знімною решіткою [15].
- 5) Всі вимірювальні прилади передбачено встановити на щиті контролю, який знаходиться у приміщенні теплового пункту.

### **9.1.1 Заходи з електробезпеки при експлуатації електрообладнання теплового пункту.**

Тепловий пункт по небезпеці електротравматизму відноситься до 3 категорії „особливо небезпечне приміщення”: струмопровідна підлога у приміщенні, можливість одночасного дотику людини до корпусу споживача електроенергії та металевих предметів, які мають контакт з землею, а також підвищену вологість повітря.

Основними споживачами електроенергії в тепло пункт є електродвигуни насосних установок та джерела штучного освітлення.

Електрообладнання живиться від мережі перемінного струму з глухо заземленою нейтраллю частотою 50Гц [15].

#### **9.1.1.1 Технічні рішення щодо попередженню електротравм від дотику до струмоведучих частин електрообладнання.**

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для виключення можливих електротравм при експлуатації електрообладнання теплопункту проектом його реконструкції передбачено:

- ізоляція нормально струмоведучих частин з опором  $R_{32} \geq 1 \text{ кОм}$ ; допускається експлуатація електроустановок при зниженні опору ізоляції до  $0,5 \text{ кОм}$  [15];
- прилади, що огорожують та закривають, виконані так, щоб знімати чи відкривати їх можна тільки за допомогою ключів чи інструменту[15];
- живлення ламп накаливання загального освітлення здійснюється від трифазної мережі перемінного струму 380/220 В з глухо заземленою нейтраллю, висота підвішування ламп 3,5м[11];
- передбачено мережу розеток 12 В для переносного освітлення[15];
- для захисту персоналу від помилкових дій та випадкового дотику до струмоведучих частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту [15];
- для захисту обслуговуючого персоналу від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також засобами забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правила використання и випробування засобів захисту , які використовуються в електроустановках»[15];
- наявність надійного та швидкодіючого автоматичного відключення частин електрообладнання, яке випадково виявилось під напругою та пошкоджених частин електромереж[15].

#### **9.1.1.2 Технічні рішення щодо запобігання електротравм при переході напруги на неструмоведучі частини електрообладнання.**

Для захисту працюючих від ураження електричним струмом при переході напруги на неструмовідні частини установок проектом реконструкції тепло пункту передбачено:

занулення всіх корпусів електродвигунів насосів та регулюючих клапанів, так як вони можуть бути під напругою при пошкодженні ізоляції[16].

Метою занулення є виключення небезпеки ураження електричним струмом персоналу при пробі на корпус обладнання одною з фаз мережі. Це досягається завдяки швидкому вимиканню, максимальним струмовим захистом ділянки, на якій виникло замикання на корпус. При зануленні пробій на корпус приводить до короткого замикання фази (контур:

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



нульовий провідник – фаза – фазовий провідник - корпус споживача – нульовий провідник). Спрацьовує захист від короткого замикання (автомат з струмовим захистом), та пошкоджений провідник вимикається від мережі.

При цьому використовуються вимоги ПУЕ до схеми занулення:

- забезпечується необхідна кратність струму короткого замикання;
- забезпечується цілісність нульового провідника та використання
- повторних заземлювачів нульового провідника;
- контроль занулення проводиться при вводі в експлуатацію, перевірка здійснюється кожні 5 років;
- у нульовому проводі не дозволяється установка роз'єднувачів та інших приладів розриву електричної мережі;
- не дозволяється використовувати трубопроводи в якості нульового робочого проводу.

## **9.2 Основні шляхи створення комфортних умов праці персоналу теплового пункту.**

Особливості організації робочих місць та експлуатації обладнання теплового пункту наступні:

- у тепловому пункті немає постійних робочих місць;
- система регулювання витрати тепла на опалення працює повністю автоматично;
- у приміщенні теплового пункту відсутня підвищена загазованість та запиленість повітря;

### **9.2.1 Мікроклімат робочої зони**

Припустимий мікроклімат у приміщенні забезпечується підтримкою теплової рівноваги між організмом і навколишнім середовищем, підтримкою на заданому рівні нормованих параметрів, що визначають мікроклімат - температура ( $t, ^\circ\text{C}$ ), відносна вологість повітря ( $W, \%$ ), швидкість його переміщення ( $V, \text{м/с}$ ).

Оптимальні й припустимі параметри мікроклімату згідно [Держстандарт 12.1.005-88. ССБТ. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони.] наведені в таблиці 9.1.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 9.1 – Оптимальні й припустимі параметри мікроклімату

Пора року	Оптимальні			Припустимі		
	t, °C	W, %	V, м/с	t, °C	W, %	V, м/с
Теплий	23...25	40-60	≤0,1	22...28	До 55	0,1...0,2
Холодний	22...24	40-60	≤0,1	21...25	До 75	≤0,1

Для забезпечення необхідних по нормативах параметрів мікроклімату проектом передбачено:

- проточна вентиляція з подачею повітря;
- витяжна вентиляція, для видалення повітря з верхньої зони;
- автоматизація технологічних процесів (керування процесом дистанційно із щитових приміщень);
- зменшене виділення тепла й вологи за рахунок удосконалення устаткування й технологічного процесу;
- вентилювання приміщення з метою профілактики теплових травм, а також забезпечення необхідної температури повітря;
- вимір температури повітря в приміщенні проводиться три рази за робочу зміну; виміри проводяться на висоті 1 метра при виконанні робіт сидячи й на висоті 1,5 метра при виконанні робіт стоячи;
- при виконанні робіт поблизу поверхонь устаткування, що має високу температуру, передбачене екранування поверхонь теплоізоляційними щитами (екранами), при необхідності використовуються засоби індивідуального захисту.

Вентиляція й опалення забезпечують видалення надлишків вологи, їдких газів, пилу й підтримують наступні температурні умови, згідно [ДСН 3.3.6.042-99 " Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень".]:

- а) у зоні постійного перебування обслуговуючого персоналу температура повітря взимку не нижче 12 °C, а влітку не більше ніж на 5 °C перевищує температуру зовнішнього повітря;
- б) в інших місцях можливого перебування обслуговуючого персоналу температура повітря не більше ніж на 15 °C вище температури в основній зоні;
- в) у щитовій зоні, постійного знаходження персоналу, передбачене кондиціонування.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 9.2.2 Виробничий шум

Звук (шум) характеризується інтенсивністю, тобто потоком звукової енергії через одиницю площі. Характеристикою шуму на робочому місці є рівень звукового тиску  $L_p$  (дБ):

$$L_p = 20 \cdot \lg \frac{P_1}{P_0}, \quad (9.1)$$

де  $P_1$  – середньо квадратичне значення звукового тиску за розглянутий період часу, Па;

$P_0$  – значення звукового тиску на нижньому порозі чутливості в октавній смузі із середньгеометричною частотою 10Гц, Па.

$L_p$  – нормується залежно від частоти, характеру робіт і шуму (нормованого по відрядних спектрах - ПС).

Так само характеристикою шуму є рівень звуку :

$$L_a = 20 \cdot \lg \frac{P_{AL}}{P_0}, \quad \text{дБ} \quad (9.2)$$

де  $P_{AL}$ , – середньо квадратичне значення звукового тиску (з врахуванням корекції А шумоміра).

$L_a$  – нормується залежно від характеру робіт і характеру шуму.

Гранично припустимі рівні звуку на робочих місцях у приміщенні котельні 75 дб. Забороняється навіть короткочасне перебування в зонах з рівнем звукового тиску 135 дб. Припустимі рівні звукового тиску й рівні звуку для постійного широкополосного шуму зазначені в таблиці 9.2 і відповідають [ДСН 3.3. 6.037-99 "Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку"].

Для забезпечення необхідних значень  $L_p$  й  $L_A$  проектом передбачено:

- тягодуттєва машина й димосос винесені за межі котельні;
- технічні засоби боротьби із шумом шляхом балансування й регулювання шумовиробляючих машин;
- теплова ізоляція в покривному шарі встаткування й трубопроводів одночасно є й шумопоглинаючим матеріалом;
- дистанційне керування;
- при необхідності в котельні працівники зобов'язані користуватися протишумними засобами захисту (наушники протишумні, вкладиші протишумні "Беруші", протишумні заглушки).

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фактичні рівні виробничого шуму у робочому приміщенні не перевищує допустимих рівнів у таблиці 5.2

Таблиця 9.2 – Припустимі рівні звукового тиску й рівні звуку для постійного широкополосного шуму.

Характер роботи	Припустимі рівні звукового тиску (дБ) у стандартизованих октавних смугах з середньгеометричними частотами (Гц)								Припустимий рівень звуку ДБ
	32	63	125	250	1000	2000	4000	8000	
Робота біля ПК	1003	91	83	70	70	68	66	64	75
Щитова	96	83	74	68	60	57	55	54	65

### 9.2.3 Виробничі вібрації

Згідно «Правила будови і безпечної експлуатації трубопроводів пари та гарячої води, Держнаглядохоронпраці» нормуються припустимі величини віброшвидкості (м/с) або віброприскорення (м/с<sup>2</sup>), або логарифм віброшвидкості  $L$ , дБ:

$$L = 20 \cdot \lg \frac{V_1}{V_0} \quad (9.3)$$

де  $V_1$  – середньо квадратичне значення віброшвидкості за повний період часу, м/с;

$V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  м/с – опорне значення віброшвидкості.

Джерелами вібрації є: електричні машини, насоси, трубопроводи, димососи, вентилятори, котел й інше устаткування.

Згідно [ДСН 3.3. 6.039-99 "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації] категорія вібрації по санітарних нормах і критеріям оцінки – 3 «а». Характеристика умов праці [ДСН 3.3. 6.039-99 "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації"]: технологічна вібрація що діє на операторів стаціонарних машин й устаткування й передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації.

Для зменшення впливу вібрації передбачено:

					ТП 51 66 015 ПЗ				Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

- установка всього устаткування, що є джерелом вібрації, на індивідуальні фундаменти із застосуванням матеріалів, які гасять вібрації [ДСН 3.3. 6.039-99 "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації"];
- на трубопроводах передбачена установка компенсаторів;
- на повітроводах передбачені еластичні вставки;
- дистанційне керування устаткуванням, що виключає передачу вібрації на робочі місця, віброізоляція робочих місць.

### 9.3 Пожежна безпека та профілактика

Пожежна безпека – стан об’єкта, за якого з регламентованою імовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі та впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей.

Приміщення теплового пункту згідно з НАПБ 03.002-2007 відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Джерелом пожежі може бути спалення електроізоляції кабелю при короткому замиканні чи дії обслуговуючого персоналу, які порушують правила пожежної безпеки (використання відкритого вогню, куріння у недозволених місцях). Приміщення теплового пункту не відноситься до вибухонебезпечних, тому що тут не використовуються легкозаймисті речовини та немає умов для створення вибухонебезпечних сумішей.

Системи пожежної безпеки - це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання пожежі та збитків від неї.

Відповідно до ГОСТ 12.1.004-91 пожежна безпека об’єкта повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту і системою організаційно – технічних засобів.

Системи пожежної безпеки мають запобігати виникненню пожежі і впливу на людей небезпечних факторів пожежі на необхідному рівні. Потрібний рівень пожежної безпеки людей за допомогою зазначених систем, згідно з ГОСТ 12.1.004-91, не повинен бути меншим за 0,99999 відвернення впливу на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не може перевищувати  $10^{-6}$  впливу небезпечних факторів пожежі, що перевищують гранично допустимі значення на рік у розрахунку на кожну людину.

Основні засоби попередження пожеж:

- застосування електрообладнання, яке задовольняє вимогам електростатичної електробезпеки по ГОСТ 12.1.018-79;
- застосування захисту від короткого замикання на розподільчому щиті теплового пункту;

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні технічні рішення по системі протипожежного захисту тепловий пункт:

- проектом передбачено, що тепловий пункт має індивідуальний вихід;
- для пожежної сигналізації застосовані пристрої охоронної сигналізації УОТС-11, які працюють з димовими та тепловими датчиками. Датчики встановлено на стелі;
- згідно з ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-77 передбачено застосування вогнегасників. Вогнегасник розташовано біля входу у тепловий пункт;
- проектом запроектовано, що електродвигуни, електропровідники та кабелі за виконанням та ступенем захисту відповідають класу зони і мають арматуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів;
- плавкі вставки запобіжників калібровані, з визначенням на клеймі номінального струму вставки;
- на електродвигуни, світильники передбачається нанесення знаків, які вказують їх ступінь захисту відповідно стандартів;
- проектом передбачено, що з'єднання, відводи та кінцівки жил проводів виконується за допомогою опресовки, зварювання, пайки;
- прийнято, що переносні світильники мають скляні ковпачки та сітки. Для цих світильників застосовуються гнучкі кабелі з мідними жилами, з урахуванням їх захисту від можливих пошкоджень;
- згідно з вимогами ДБНВ.2.5-56-1014 передбачено застосування стаціонарної системи водяного пожежогасіння з пожежними кранами у настінних шафах.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

У даній роботі був розроблений проект центрального теплового пункту для теплопостачання трьох житлових будинків у місті Києві.

Були розраховані теплові навантаження:

-на опалення 2,192 МВт;

-на гаряче водопостачання 1,886 МВт.

Схема підключення системи опалення незалежна. Для гарячого водопостачання було вибрано схему з двохступінчатим змішаним приєднанням водонагрівачів.

У якості водонагрівачів систем опалення і гарячого водопостачання були розраховані і вибрані пластинчаті теплообмінники.

Теплообмінник системи опалення укомпонований з пластинами 0,5Пр на двох плитах має 121 пластин та 6 ходів. Площа теплообмінника 60,5 м<sup>2</sup>.

Теплообмінники системи гарячого водопостачання, першої та другої ступіней підігріву, виконані як один блок, який виконаний на трьох плитах(дві основні та одна проміжна) з пластин типу 0,5Пр. Перша ступінь має 81 пластин та 4 ходів, друга ступінь має 85 пластин та 6 ходів.

Вибрано циркуляційний насос системи опалення марки NR 65/160 В/А фірми Calpeda, в кількості 2 шт.; підживлювальний насос системи опалення марки 3VP-DN50H фірми Sprut, в кількості 2 шт. Для рециркуляції системи гарячого водопостачання вибрано циркуляційний насос системи ГВП марки 3VP-DN40 фірми SPRUT в кількості 2 шт. Для системи опалення вибрано розширювальний бак марки Statico SG фірми Pneumatex. Його об'єм становить 5,0 м<sup>3</sup>.

В графічній частині проекту представлено загальний вид теплообмінника системи гарячого водопостачання, схема компоновки тепломеханічного обладнання та теплова схема центрального теплового пункту.

Відмічені основні заходи і засоби по забезпеченню охорони праці.

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472с.
2. Проектирование тепловых пунктов. СП 41 – 101-95. – Москва: Госстрой России – 1999. – 79 с.
3. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. Методичні вказівки. – К. : НТУУ «КПІ», ТЕФ. 2013. – 60с.
4. Боженко М.Ф., Сало В.П. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка»», 2004. – 192с.
5. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. Методичні вказівки. – К. : НТУУ «КПІ», ТЕФ. 2008. – 64с.
6. Краснощеков Е.Л., Сукомел Л.С. Задачник по теплопередаче. – М.: Энергия, 1980. – 288с.
7. Загребин В.А. Расчёт водоводяных пластинчатых теплообменников, водоснабжение и санитарная техника, 1985, №2. – 13-15.
8. Сканава А.И. Отопление. – М. : Стройиздат, 1988. – 416 с.
9. Каталог продукції, що випускається заводом «Sprut» (Україна).
10. Каталог продукції, що випускається заводом «Pneumatex» (Швейцарія).
11. Правила експлуатації тепло потребуючих установок и теплових мереж споживачів Зміни, 1995.
12. Звід правил по проектуванню теплових пунктів до діючого нормативного документу СНиП 2.04.07-86\* Теплові мережі (дата затвердження 1996-07-01).
12. ГОСТ 12.2.003 – 91. ССБТ. Обладнання виробниче. Огородження захисне.
14. НПАОП 0.00-1.07-94. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.
15. СНиП 2.04.14-88 Теплова ізоляція обладнання и трубопроводів.
16. СНиП 23-02-2003 Тепловая защита зданий.
17. Каталог продукції, що випускається заводом «Calpeda» (Італія).

					ТП 51 66 015 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



# ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

[illegible]

				ТП 51 66 015		
	ПБ	Підп.	Дата	Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Студент	Слобожан.					
Керівн.	Голяяд М.Н.				КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. <u>ТПТ</u> , гр. <u>ТП - 41</u>	
Консульт.						
Н.контр.	Боженко М.Ф.					
Зав.каф.	Варламов Г.Б.					

# **Пояснювальна записка до дипломного проекту**

на тему: «Центральний тепловий пункт групи  
багатоквартирних житлових будинків в м. Києві»